

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Transportní zařízení pro dopravu mechanizované výztuže

Transport Equipment for Roof Supports Transportation

Student: Bc. Vojtěch Kočí

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Fries Jiří, Ph.D.

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Vojtěch Kočí**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Transportní zařízení pro dopravu mechanizované výztuže**
Transport Equipment for Roof Supports Transportation

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce, jejímž cílem je návrh pozemní kolejové ozubnicové dráhy pro dopravu nadměrných a hmotných břemen, proveďte stručnou rešerši a analýzu problému. Navrhněte koncepční a technické řešení ozubnicové dráhy, především pro přepravu mechanizované výztuže. Proveďte potřebné pevnostní a další funkční výpočty navrženého mechanismu. Konstrukční řešení podložte technickou dokumentací. Konkrétní technické a provozní parametry určí zadavatel – fa Ostroj a.s.

Seznam doporučené odborné literatury:


JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
LEINVEBER, J. - ŘASA, J. - VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164-6
KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře - části spojovací*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TUO, Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018


doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové (bakalářské) práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci – nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucím mé diplomové práce prof. Ing. Josefu Jurmanovi, CSc. a doc. Ing. Jiřímu Friesovi Ph.D. za trpělivost a přínosné rady při tvorbě diplomové práce. Rád bych také poděkoval zaměstnancům Ostroje a.s. Bc. Davidu Chlebusovi a Ing. Tomáši Kopeckému za poskytnuté informace a vstřícnost při konzultacích konstrukčních návrhů.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KOČÍ, V. *Transportní zařízení pro dopravu mechanizované výztuže: Diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, katedra výrobních strojů a konstruování, 2018, 94 s. Vedoucí práce: Fries, J.

Diplomová práce se zabývá návrhem transportního zařízení pro dopravu mechanizované výztuže určené pro střední mocnosti slojí. V úvodní kapitole je popsána funkce mechanizovaných výztuží a celého dobývacího komplexu. Dále jsou v úvodní kapitole popsány možnosti přepravy mechanizovaných výztuží. V následujících dvou kapitolách jsou charakterizovány jednotlivé části transportního zařízení, jak pro variantní, tak také pro finální řešení. Ve výpočtové části jsou provedeny kontrolní výpočty všech důležitých součástí, včetně MKP analýz složitějších prvků. V příloze práce obsahuje výkresovou dokumentaci jednotlivých částí sestavy.

Klíčová slova: mechanizovaná výztuž, dobývací komplex, závěsná doprava, pozemní kolejová doprava

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KOČÍ, V. *Transport equipment for roof supports transportation: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and designing, 2018, 94 p. Thesis head: Fries, J.

This master thesis deals with a design of the transport equipment for roof supports transportation for seams of medium thickness. The first chapter describes functions of roof supports and the longwall systems. This chapter also includes the options of transportation of the roof supports. The next two chapters characterize the individual parts of the transport equipment for the variant and the final solution. The computational part includes calculations of all important parts including FEM analyses of more complex components. In the appendix the work includes the drawing documentation of the individual parts of the assembly.

Key words: powered roof supports, longwall systems, suspended monorail transport, railbound transport

Seznam použitých značek a symbolů

G_V	tíha mechanizované výztuže	[MPa]
G_{VX}	tíha mechanizované výztuže ve směru X	[MPa]
G_{VY}	tíha mechanizované výztuže ve směru Y	[MPa]
G_c	celková tíha vozíku a výztuže	[MPa]
G_{Db}	tíha úložné desky a jedné boční desky	[MPa]
G_{Vd}	tíha výztuže a jedné boční desky	[MPa]
G_{D1}	tíha jedné boční desky (levé)	[MPa]
G_{D1}	tíha jedné boční desky (pravé)	[MPa]
G_1	tíha samotné úložné desky	[MPa]
G_{red}	redukované napětí	[MPa]
G_o	napětí v ohybu	[MPa]
τ_s	napětí ve střihu	[MPa]
M_o	zatěžující moment ložiska	[N · m]
M_{oa}	součet momentů k bodu a	[N · m]
$M_{tř}$	třecí moment ložiska	[N · m]
M_{v1}	moment vyvozený válcem č.1	[N · m]
M_{v2}	moment vyvozený válcem č.2	[N · m]
M_{v3}	moment vyvozený válcem č.3	[N · m]
M_D	moment boční desky	[N · m]
M_{XZ}	zatěžující moment ložiska ve směru XZ	[N · m]
M_{XY}	zatěžující moment ložiska ve směru XY	[N · m]
M_c	celkový zatěžující moment ložiska	[N · m]
F_{V1max}	maximální síla válce č.1	[N]

$F_{V1X \max}$	maximální síla válce č.1 ve směru X	[N]
$F_{V1Y \max}$	maximální síla válce č.1 ve směru Y	[N]
$F_{V2\max}$	maximální síla válce č.2	[N]
$F_{V2X \max}$	maximální síla válce č.2 ve směru X	[N]
$F_{V2Y \max}$	maximální síla válce č.2 ve směru Y	[N]
$F_{V3\max}$	maximální síla válce č.3	[N]
$F_{V3X \max}$	maximální síla válce č.3 ve směru X	[N]
$F_{V3Y \max}$	maximální síla válce č.3 ve směru Y	[N]
F_T	třecí síla mezi výztuží a úložnou deskou	[N]
F_N	normálová síla	[N]
F_{ra}	reakce v místě a	[N]
F_{rb}	reakce v místě b	[N]
F_{rd}	reakce vazby v místě d	[N]
F_{re}	reakce vazby v místě e	[N]
F_{raP}	reakce pantu v místě a	[N]
F_{rbP}	reakce pantu v místě b	[N]
$F_{ra \text{ č}1}$	reakce čepu v místě a	[N]
$F_{rb \text{ č}2}$	reakce čepu v místě b	[N]
F_p	síla v pantu	[N]
F_{nn}	síla na náboj kola	[N]
$\sum F_{ix}$	suma všech sil ve směru X	[N]
$\sum F_{iy}$	suma všech sil ve směru Y	[N]
N_o	normálová síla od podpěry	[N]
F_a	celková zatěžující axiální síla	[N]

r_1	rameno, na kterém působí síla válce	[m]
r_2	rameno, na kterém působí síla N_o	[m]
r	poloměr ozubnicové dráhy	[m]
d	rozchod nápravy transportního zařízení	[m]
a	velikost vůle mezi dráhou a vozíkem	[m]
k	součinitel bezpečnosti	[-]
g	tíhové zrychlení	[m/s ²]
f_1	součinitel tření mezi výztuží a úložnou deskou	[-]
f_2	součinitel tření mezi podpěrou a úložnou deskou	[-]
α	odklon dráhy od vodorovné roviny	[°]
α_1	úhel hydraulického válce č.1	[°]
α_2	úhel hydraulického válce č.2	[°]
α_3	úhel hydraulického válce č.3	[°]
m_v	hmotnost mechanizované výztuže	[kg]
m_{d1}	hmotnost boční desky č.1	[kg]
m_{d2}	hmotnost boční desky č.2	[kg]
m_1	hmotnost úložné desky	[kg]

Obsah

ÚVOD	11
1 REŠERŠE V OBLASTI TRANSPORTNÍCH ZAŘÍZENÍ VÝZTUŽÍ	12
DOBÝVÁNÍ UHLÍ STĚNOVÁNÍM.....	12
SOUČÁSTI DOBÝVACÍHO KOMPLEXU	13
ČÁSTI MECHANIZOVANÉ VÝZTUŽE	16
ROZDĚLENÍ DLE MOCNOSTÍ SLOJÍ	18
TRANSPORTNÍ ZAŘÍZENÍ PRO PŘEPRAVU MECHANIZOVANÉ VÝZTUŽE	19
ZÁVĚSNÁ DRÁHA	19
POZEMNÍ KOLEJOVÁ DOPRAVA	23
2 VARIANTNÍ ŘEŠENÍ	26
KONSTRUKCE TRANSPORTNÍHO ZAŘÍZENÍ SE SKLÁPĚNÍM Z ČELA	27
KONSTRUKCE TRANSPORTNÍHO ZAŘÍZENÍ SE SKLÁPĚNÍM Z BOKU	30
3 VOLBA VHODNÉHO ŘEŠENÍ KONSTRUKCE	33
KONSTRUKČNÍ ČÁSTI TRANSPORTNÍHO ZAŘÍZENÍ	35
4 KONTROLNÍ VÝPOČTY	46
MINIMÁLNÍ POLOMĚR OBLOUKU TRATĚ A ROZVOR VOZÍKU	46
MECHANIZOVANÁ VÝZTUŽ NA ŠIKMÉ PLOŠE	47
VÝPOČET A VOLBA VELKOPRŮMĚROVÉHO LOŽISKA.....	49
URČENÍ POTŘEBNÉHO MOMENTU K NATOČENÍ NÁKLADOVÉ DESKY	50
URČENÍ POTŘEBNÉHO MOMENTU K POHYBU BOČNÍ DESKY.....	57
STABILITA VOZÍKU PŘI SJÍŽDĚNÍ VÝZTUŽE.....	59
VÝPOČET PANTU BOČNÍ DESKY	64
KONTROLA NÁPRAVY A ULOŽENÍ	68
KONTROLNÍ VÝPOČTY ČEPOVÝCH SPOJŮ	71
VELIKOSTI HYDRAULICKÝCH VÁLCŮ A JEJICH ROZMĚRY	72
KONTROLNÍ VÝPOČET ČEPU – MÍSTO Č.1	73
KONTROLNÍ VÝPOČET ČEPU – MÍSTO Č.2	75
KONTROLNÍ VÝPOČET ČEPU – MÍSTO Č. 3	77
KONTROLNÍ VÝPOČET SVAROVÝCH SPOJŮ	79
5 MKP ANALÝZY NAMÁHANÝCH SOUČÁSTÍ	84
PEVNOSTNÍ ANALÝZA ÚLOŽNÉ DESKY	84
PEVNOSTNÍ ANALÝZA SPODNÍHO RÁMU.....	87
6 ZÁVĚR.....	89
SEZNAM OBRÁZKŮ	92
SEZNAM PŘÍLOH.....	94

Úvod

V teoretické části diplomové práce se zabývám jednotlivými typy dopravy mechanizovaných součástí do porubu. Zaměřil jsem se především na ty způsoby dopravy, které jsou v dnešní době nejvíce běžné a používají se nejčastěji. Dále pak teoretická část obsahuje řešerši v oblasti mechanizované výztuže a jednotlivých částí dobývacího komplexu.

V konstrukční části se zabývám nejprve variantními řešeními závěrečné práce. Následně jsem po konzultaci se zadavatelem práce vybral jedno řešení, které je nejvíce výhodné. V konstrukční části diplomové práce nejdříve popisuji účel mechanismu a poté jeho jednotlivé části.

V další kapitole se následně zabývám jednotlivými kontrolními výpočty. Kontrolní výpočty se týkají jednak nejvíce namáhaných částí konstrukce, ale také toho, zda transportní zařízení vydrží z pohledu stability při klopných momentech apod.

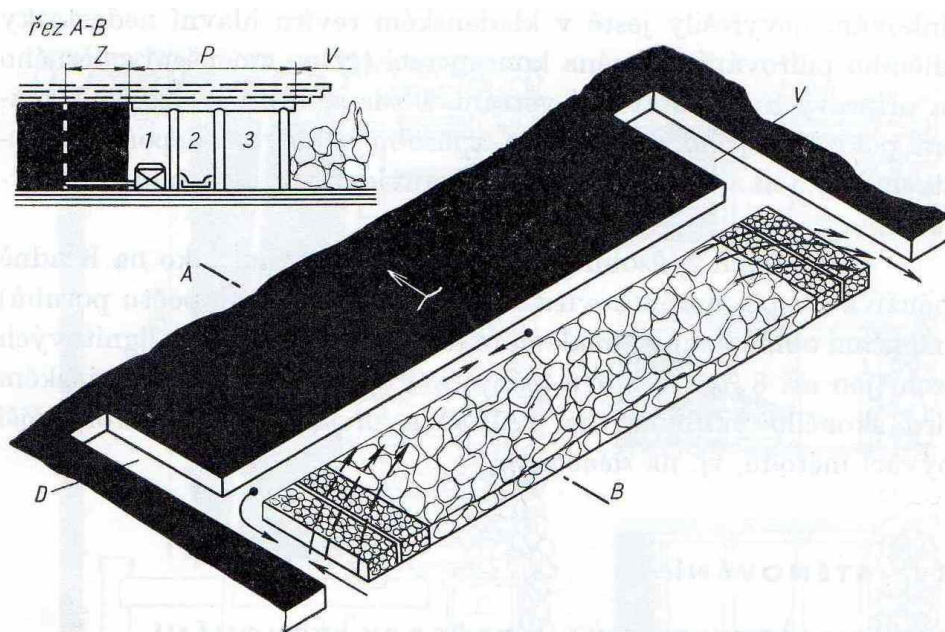
V závěrečné kapitole se věnuji MKP analýzám těch součástí, které jsou těžce namáhány a svým tvarem a komplexností by nešly vypočítat klasickými početními metodami.

1 Rešerše v oblasti transportních zařízení výztuží

Dobývání uhlí stěnováním

Stěnování je jednou z nejrozšířenějších metod těžby uhlí na celém světě. Její počátky sahají až do 40. let 20. století. Velkou výhodou je možnost plné mechanizace provozu a tím i velká výnosnost z jednoho porubu, která může být až 95 %. Při tomto způsobu těžby (obr.1) jsou tlaky od nadloží malé díky pravidelnosti a značné rychlosti postupu práce.

Stěnové poruby jsou na obou stranách ohraničené chodbami, mezi kterými je vytvořena prorážka. Ta je pak následně vybavena dobývacím komplexem. Poté už může následovat samotné dobývání. Při vybavování nového porubu slouží tyto postranní chodby k dopravě potřebné techniky. Po spuštění těžby je jedna z nich využita pro dopravu vytěženého uhlí pomocí dopravníků dále od porubu. Druhá chodba bývá povětšinou cíleně zavalována a jiné využití už nemá.



Obrázek 1 - Způsob těžby stěnováním [14]

Součásti dobývacího komplexu

Výztuž je jednou ze součástí dobývacího komplexu, který slouží k těžbě uhlí, a jeho následného transportu ven z porubu. Celý komplex (obr. 2) tvoří mechanizované výztuže, hřeblový dopravník a pluhová souprava, popřípadě dobývací kombajn.



Obrázek 2 - Dobývací komplex [20]

Hřeblový dopravník

Hřeblové dopravníky jsou určeny k přímočaré vodorovné dopravě uhlí. Vodícím prvkem je speciálně tvarovaný žlab. Tažný prvek je tvořen jedním nebo dvěma vysoce pevnostními řetězy, ke kterým jsou připevněna hřebla. Ta jsou připevněna k řetězu povětšinou v rozteči jednoho metru.

Dobývací stroj

Při hlubinném dobývání dochází k rozpojování uhelného pilíře a zároveň k jeho nakládání na hřeblový dopravník. Tyto dva procesy zajišťují stroje, které se souhrnně nazývají dobývací stroje. Mezi nejčastěji používané dobývací stroje patří dobývací kombajny. Popřípadě se používají dobývací pluhové soupravy.

Mechanizovaná výztuž

Mechanizovaná výztuž je součástí dobývacího komplexu a je tvořena jednotlivými sekcemi. Dobývací komplex je dále tvořen z výše uvedeného dobývacího kombajnu a hřeblového dopravníku. Jednotlivé sekce jsou řazeny vedle sebe a jsou vzájemně hydraulicky propojeny. V jednom porubu se může nacházet až přes sto sekcí mechanizovaných výztuží.

Výztuž má řadu funkcí. Jednou z nejdůležitějších je zakrytí pracovního prostoru, aby byla zajištěna bezpečnost pracovníků. Další funkcí je zachytávání sil od nadloží a s tím spojené přizpůsobení výšky výztuže podle mocnosti sloje v daném okamžiku.

Všechny tyto činnosti výztuže jsou prováděny hydraulicky za pomoci hydraulických válců, které jsou součástí konstrukce mechanizované výztuže. Mohou být řízeny buď centrálně, nebo pracovníkem, který se nachází přímo v porubu (obr 3). Obsluha může vždy ovládat jenom vedlejší sekce, nikoliv však danou sekci výztuže, pod kterou se nachází, a to z důvodu bezpečnosti.



Obrázek 3 - Sekce mechanizovaných výztuží [20]

Jedním z důležitých úkonů výztuže je její přesunutí do nové polohy společně s dopravníkem. Přemisťují se o šířku pokosu, kterou odebral kombajn.

Výztuž v upnuté poloze, kdy se stropníci dotýká nadloží, udržují hydraulické stojky. Ty jsou naplněny hydraulickou kapalinou. Velikost upínací síly se volí podle kvality nadloží. Po projetí kombajnu kolem dané sekce se ze stojek vypustí část kapaliny. To má za následek zkrácení délky stojek. Sekce se takzvaně „odplení“ od nadloží.

V této fázi přichází na řadu samotné přesouvání výztuže. Je prováděno přesouvacím zařízením, což je hydraulický válec, který je jedním koncem připevněn k rámu výztuže a druhým koncem k hřeblovému dopravníku. Během tohoto přesouvání (obr. 4 a obr. 5) zachytávají síly od nadloží sousední sekce. Při přesouvání do nové polohy vzniká za výztuží zával. Po přesunutí do nové polohy je výztuž opět upnuta. Nakonec, když je výztuž upnuta v nové poloze, může se přesunout hřeblový dopravník.



Obrázek 4 - Odplenění výztuže [11]



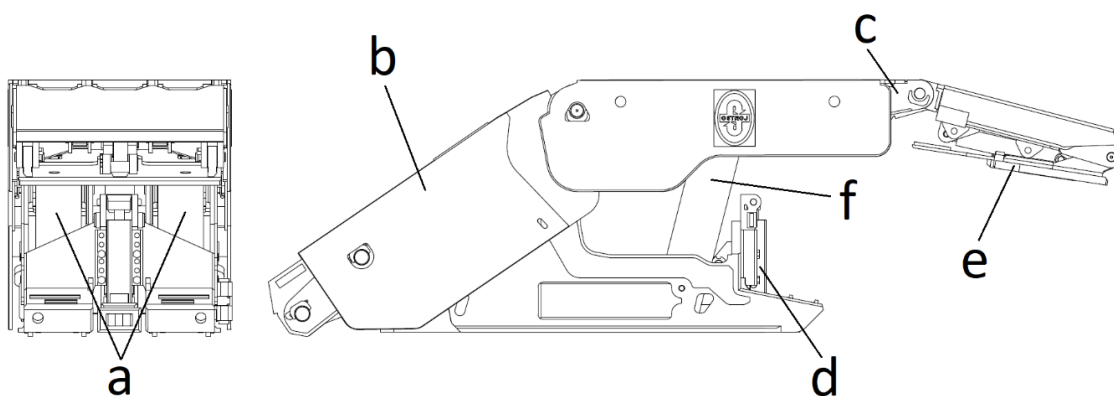
Obrázek 5 - Následný řízený zával za výztuží [11]

Části mechanizované výztuže

Vzhledem k mému zadání diplomové práce bych rád popsal základní principy a konstrukční části mechanizované výztuže na konkrétním příkladu. Výztuž (obr. 6) je od firmy Ostroj a.s. a jedná se o výztuž střední mocnosti o váze cca 18 t.

Jedná se o nejčastější typ výztuže, který se v dnešní době využívá. Jde o typ podpěrně ohrazující. Tento typ výztuží spojuje výhody výztuží podpěrných a ohrazujících. Zároveň se jedná o výztuž s čtyřkloubovou vazbou. Velká výhoda těchto typů výztuží oproti starším typům s jednokloubovou vazbou spočívá v zachování si stejné vzdálenosti přední hrany stropnice od pilíře. Přední hrana stropnice se pohybuje po tzv. lemniskátě. Mezi velké výhody tohoto typu výztuží patří:

- velký výškový rozsah,
- stropnice zachovává stejnou vzdálenost od pilíře při změně výšky výztuže (pohyb po lemniskátě),
- lepší zakrytí pracovního prostoru,
- jednodušší obsluha těchto výztuží oproti ostatním typům,
- výztuž dobře zakrývá prostor nad dopravníkem a dobývacím zařízením.



Obrázek 6- Části mechanizované výztuže Ostroje Opava;
a) Táhlá lemniskáta; b) závalový štít; c) stropnice; d) rám; e) pilířová opěra; f) Hydraulické stojky

Rám mechanizované výztuže

Základem mechanizované výztuže je rám. Jedná se o svařovanou konstrukci. Je k ní upevněno přesouvací zařízení. Zároveň jsou v rámu umístěna lůžka pro uchycení hydraulických stojek. Tato lůžka jsou namáhána velkými tlakovými silami. K základovému rámu jsou přichycena táhla.

Táhla výztuže

Táhla mechanizované výztuže jsou povětšinou tvořena čtyřkloubovým mechanismem. Spojují rám se štítem a stropnicí výztuže. Jejich úkolem je měnit výšku výztuže podle daných podmínek.

Stropnice výztuže

Veškeré síly od nadloží, které působí na mechanizovanou výztuž, má za úkol zachytávat stropnice. Jedná se povětšinou o svařenec skříňové konstrukce. Stejně jako v rámu výztuže jsou i ve stropnici lůžka pro uložení hydraulických stojek. Na stranách stropnice jsou upevněny boční plechy stropnice, které slouží k vymezení bočních vůlí mezi jednotlivými sekcemi.

Štít výztuže

Štít výztuže spojuje stropnici výztuže s rámem. Slouží k ochraně pracovního prostoru před závalem. Stejně jako stropnice je vybaven bočními plechy, které vymezují prostor mezi sekcemi.

Rozdělení dle mocností slojí

Výztuže pro nízké sloje

U výztuží tohoto typu je nutné brát ohled na minimální rozměry pro průchod pod výztuží ($500 \times 700 \text{ mm}$), tak aby obsluha mohla stále projít. Vzhledem k malému prostoru je kladen velký důraz na co nejmenší tloušťku stropnice. Maximální výška je až trojnásobná oproti minimální.



Obrázek 7 – Porovnání různých rozměrových řad mechanizované výztuže [20]

Výztuže pro střední a mocné sloje

U výztuží pro střední a mocné sloje (obr. 7) odpadá problém s nedostatkem místa pro obsluhu. Výztuže musí mít dostatečně velký odpor vůči nadloží, který odpovídá mocnosti dané sloje. Vzhledem k velikosti a velké hmotnosti (až 40 t) musí být tento typ výztuží vybaven prostředky pro pohyb a manipulaci. U těchto typů výztuží je požadován velký výškový rozsah. Mechanizované výztuže pro velmi mocné sloje dosahují výšky přes 5 metrů při maximálním vysunutí. U slojí větších mocností (nad $2,5 \text{ m}$) je výztuž vybavena pilířovým štítem, který chrání pracovní prostor.

Transportní zařízení pro přepravu mechanizované výztuže

Při vybavování nového dobývacího systému je zapotřebí zajistit přepravu veškerého potřebného vybavení, techniky určené k dobývání a v neposlední řadě i samotných osob. Mezi nejčastější způsoby dopravy patří systém závěsné dráhy, pozemní kolejová doprava a stroje na kolovém nebo pásovém podvozku.

Závěsná dráha

Jedná se o nejlevnější a zároveň nejefektivnější způsob dopravy v důlních chodbách. Je nejčastěji používána v důlních dílech dlouhých délek. Závěsná dráha může mít případné vyústění na povrch při maximálním úklonu $\pm 30^\circ$. Tyto závěsné dráhy jsou plně autonomní.

Základem celé dráhy je trať, po které pojíždějí lokomotivy, kabiny a manipulační zařízení. Nosným prvkem je „I“ profil, (obr. 8) který je opatřen závěsnými prvky.

Při přepravě obzvláště těžkých břemen, jako jsou mechanizované výztuže nebo jiné části dobývacího komplexu, může být použita závěsná ozubnicová dráha. Zároveň se používají všude tam, kde jsou zhoršené adhezní podmínky dráhy nebo při velkých úklonech důlního díla.



Obrázek 8 - Diesel-hydraulická lokomotiva [18]

Pohyb všech břemen a osob po závěsné dráze zajišťují buď diesel-hydraulické závěsné lokomotivy anebo lokomotivy akumulátorové. Lokomotiva se skládá ze dvou kabin určených pro řidiče (každá na opačném konci soupravy), motorové části a hnacích jednotek, které jsou na soupravě rozmístěny tak, aby byl zajištěn plynulý chod.

Možnosti závěsné drážky

Existují dvě možnosti způsobu přepravy technologického zařízení porubu. První možností je závěsná drážka ve spojení s montážních a demontážních komor. Druhou možností je tzv. přímý překliz. Při tomto způsobu je zařízení porubu (mechanizovaná výztuž, dobývací kombajn apod.) přepravován vcelku.

Doprava po závěsné drážce s montážní komorou

Při tomto způsobu dopravy je nutná výstavba montážních komor. Tyto komory jsou vybaveny manipulační technikou pro následnou dopravu. Při vybavování porubu dojde k převezení rozložené mechanizované výztuže do této komory, kde dojde k jejímu složení a následnému umístění do porubu.

Při likvidaci vydobytého porubu dojde k „odplenění“ mechanizované výztuže. Ta je následně převezena do demontážní komory, kde dojde k jejímu postupnému rozebrání. Tyto jednotlivé kusy (obr. 9) jsou poté převezeny do montážní komory a smontovány.



Obrázek 9 - Doprava části mechanizované výztuže po ozubnicové závěsné dráze [13]

Doprava výztuže vcelku po závěsné drážce

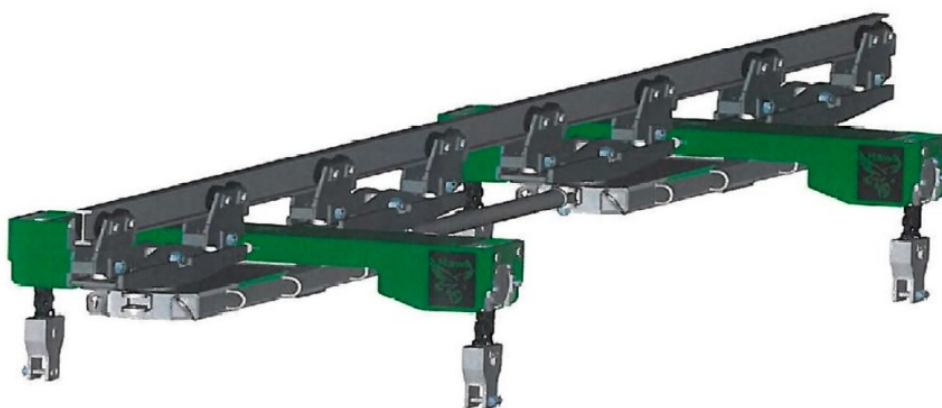
Při této variantě je mechanizovaná výztuž dopravovaná vcelku (obr.10). Tímto odpadá velké množství manipulačních procesů s těžkými částmi výztuže, jak při montáži, tak demontáži. To vede k velké úspoře času. Ovšem tento způsob přepravy není vhodný v každém porubu vzhledem k velikosti nerozložené mechanizované výztuže.



Obrázek 10 - Přímá doprava mechanizované výztuže [6]

Mechanizovaná výztuž je obvykle přepravována tažnými hydraulickými lokomotivami. Nosným profilem tratě obvykle bývá standardizovaný profil I 155 (nebo I 140E). K tažné lokomotivě je připojen nosný vozík, na kterém je uloženo duální hydraulické přepravní zařízení, které je opatřeno čtyřmi kusy mezivahadel (obr. 11). Tento typ přepravního zařízení je vhodný pro přepravu až do nosnosti 40 t.

Mechanizovaná výztuž je zavěšena pomocí řetězu se zavěšovacími háky. Tyto háky jsou uchyceny na výztuži přes uchycovací body. Zvedání a spouštění výztuže je vyřešeno pomocí dvojice kladkostrojů. Ovládání kladkostroje je řešeno pomocí hydraulické kapaliny.



Obrázek 11 - Hydraulické přepravní zařízení typu TDS 20 DUO [7]

Pozemní kolejová doprava

Základem celé pozemní dopravy je samotná trať (obr.12). Jsou využívány standardizované kolejnice o rozchodech od 450 do 900 mm. Součásti tratě jsou spojovací prvky, výhybky a případně další příslušenství. Tyto prvky tratě mohou být ovládány ručně, pneumaticky a v poslední době i dálkově elektricky, což významně zvyšuje produktivitu práce.



Obrázek 12 - Ozubnicová dráha [17]

Při úklonu počvy větším než 3° je využívána ozubnicová dráha. Její výhodou je, že může převážet náklady až do úklonu 30° . Je často využívána při transportu těžkých břemen, kde by klasická kolejová dráha měla velké problémy. K přenosu tažné síly slouží ozubený hřeben, který je navařený uprostřed každého segmentu dráhy.

U klasické kolejové dráhy jsou tažným prvkem lokomotivy. Rozdělují se na tři základní typy. Na lokomotivy dieselové, akumulátorové a trolejové. Používají se pro přepravu osob a materiálu po standardizovaných kolejnicích. Všechny typy lokomotiv mohou být použity jak pro povrchové doly, tak i v podzemních důlních prostorech. U trolejových lokomotiv však z bezpečnostních důvodů platí určitá omezení.

Pozemní ozubnicová lokomotiva je obdobou klasické pozemní lokomotivy. Hlavním rozdílem je, že ozubené kolo zabírá do ozubeného hřebenu a tím se přenáší tažná síla na obvod pojezdových kol.

Doprava mechanizovaných výztuží pozemní dráhou

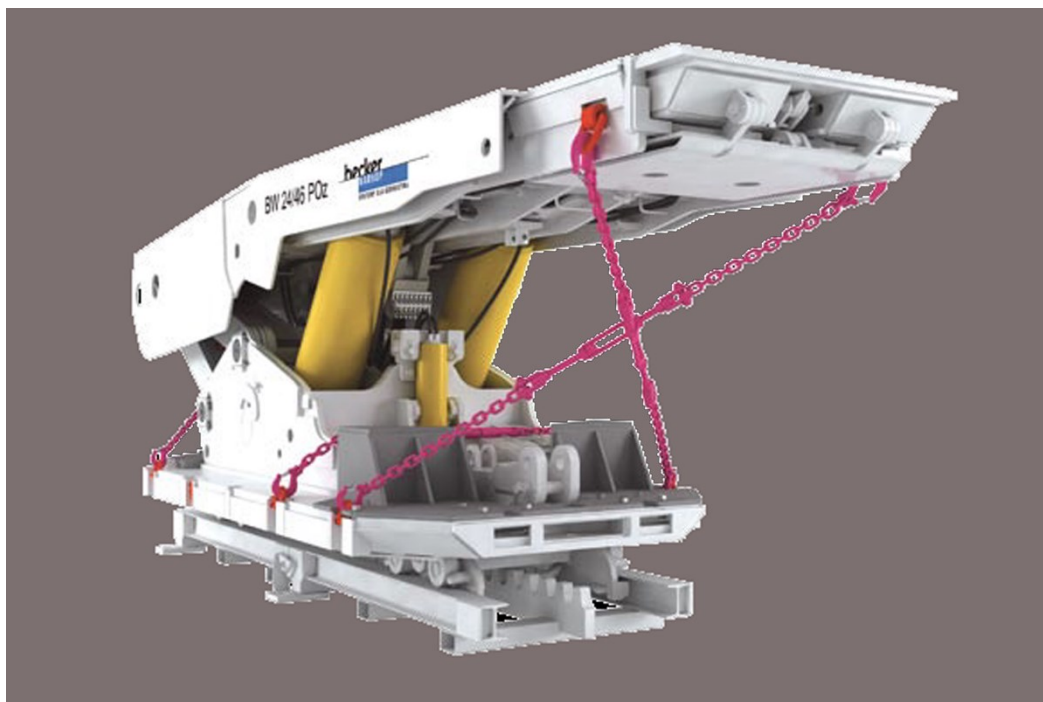
Doprava pozemní dráhou se využívá při zakládání nového porubu. A to zejména při přímé dopravě mechanizovaných výztuží, které jsou ve složeném stavu. Jsou využívány na kratších vzdálenostech. Prvním z příkladů přepravy je přeprava na povrchu (obr.13) před spuštěním do důlního komplexu, kdy je nutné převést výztuž k výtahové šachtě. Obvykle se využívá lokomotiv s hydraulickým pohonem. Dalším příkladem je pak přeprava mechanizované výztuže po spuštění do komplexu, kdy je nutné převést výztuž z výtahové kabiny k závěsné drážce.



Obrázek 13 - Doprava mechanizované výztuže pozemní dráhou [17]

V některých případech při vybavování nového porubu není závěsná drážka zavedena až do porubu. Na tuto kratší vzdálenost je využíváno pozemní dráhy s ozubnicí, která je daleko vhodnější pro přepravu těžších břemen. Výztuže bývají zpravidla zajištěny na vozíku řetězy, které jsou vedeny přes oka (obr. 14).

Tyto vozíky bývají zpravidla poháněny elektro-hydraulickými lokomotivami. Vzhledem k tomu že se jedná o poslední část úseku dopravy při vybavování porubu, bývají velice často vybaveny naklápačemi deskami pro spuštění výztuže.



Obrázek 14 - Zabezpečení mechanizované výztuže na vozíku [12]

Výhoda této metody přepravy výztuží spočívá v úspoře času, protože výztuž je při této metodě dopravena téměř až k místu svého ustavení v porubu. (Pouze finální ustavení je řešeno vrátky). Díky tomu odpadají problémy, které se vyskytují u klasického způsobu přepravy, kdy je výztuž tažena po počvě vrátky. To má za následek boření do počvy během její přepravy.

2 Variantní řešení

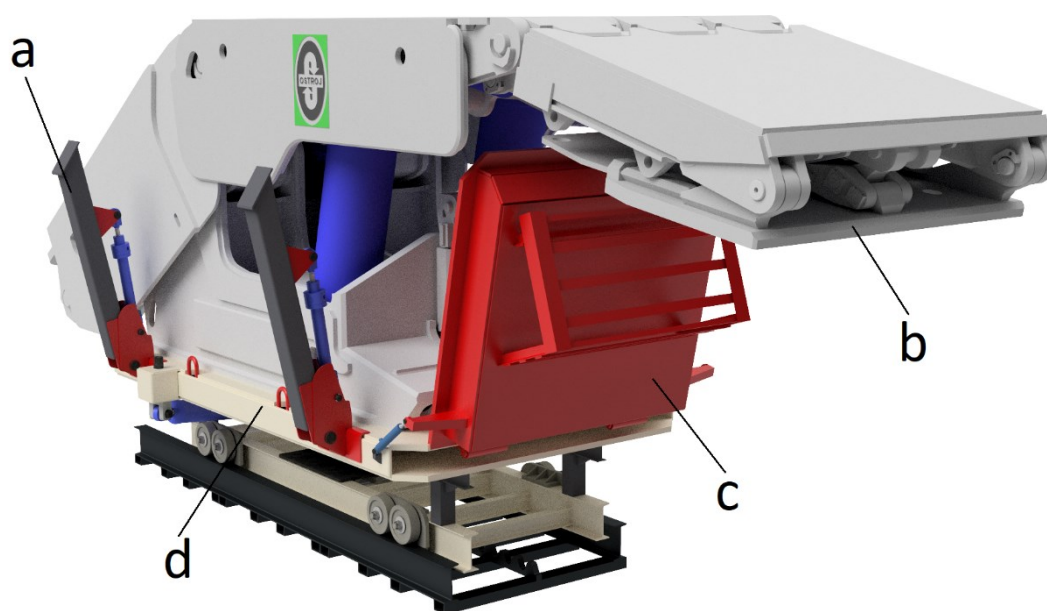
Během navrhování možných konstrukčních řešení jsem dospěl k několika potenciálním řešením. Některé jsem po úvaze zamítl sám, některá po konzultaci se zadavatelem. Nakonec jsem se rozhodl pro dvě možná řešení, která by byla realizovatelná pro danou problematiku. Obě řešení mají obdobnou základní konstrukci, ale v podstatných konstrukčních bodech se od sebe liší.

Úkolem této diplomové práce bylo vytvořit transportní zařízení pro poslední fázi přepravy, tedy od přístupové chodby do porubu. Ve většině případů je výztuž tažena pomocí řetězů a vrátků. Tento způsob dopravy je značně nevýhodný, a to z několika důvodů. Výztuž při přepravě velice rozrušuje počvu a má tendenci se při přesunu bořit. Další nevýhodou je zdlouhavost této metody.

V tomto případě jsem pro přesun zvolil ozubnicovou dráhou, která je postavena až do porubu. Vozík s výztuží proto může přijet prakticky až na cílové místo ustavení výztuže. Toto řešení samozřejmě vyžaduje nutné úpravy počvy pro ukotvení dráhy a zároveň se hodí jenom do porubů vyšších mocností, které mají větší velikost prorážky.

Konstrukce transportního zařízení se sklápěním z čela

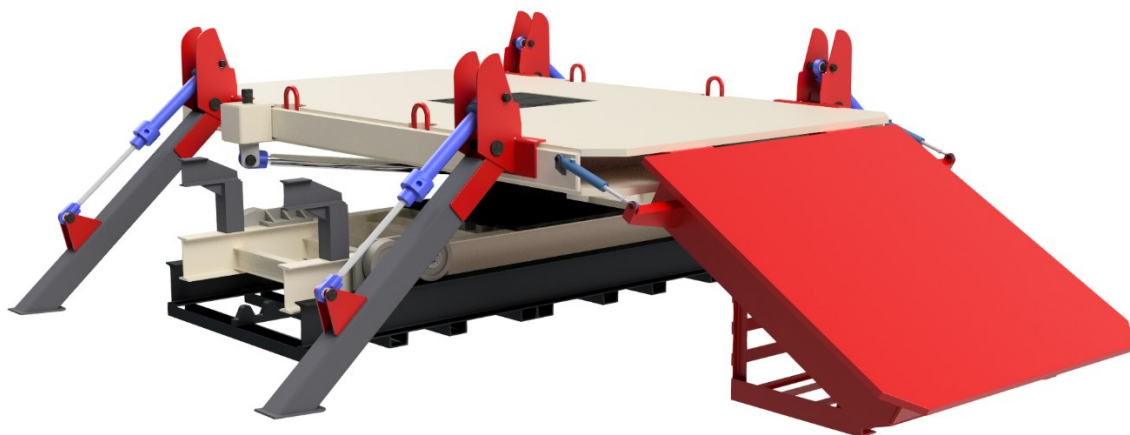
Toto zařízení (obr. 15) je určeno k transportu mechanizované výztuže do porubu. V tomto konkrétním případě je zařízení určeno pro mechanizovanou výztuž střední mocnosti. Cílem této práce je zefektivnit a zrychlit přesun mechanizovaných výztuží při zakládání nového nebo demontáži starého dobývacího komplexu. Tento proces může být značně zdlouhavý, zvláště pak u výztuží středních a velkých mocností, kdy se často musí výztuž přepravovat rozložená po částech.



Obrázek 15 – 1. řešení konstrukce;
a) podpěry; b) mechanizovaná výztuž; c) sestava boční desky; d) úložná deska

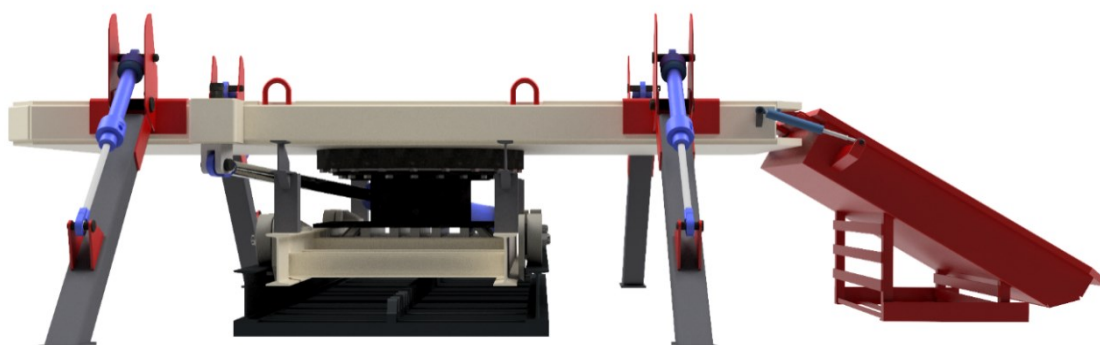
Celá konstrukce je tvořena rámem podvozku, který je tvořen z „I profilů“. Jednou z podstatných částí sestavy je úložná deska, která je spojena s rámem podvozku velkopřůměrovým ložiskem. Toto ložisko umožňuje vzájemné natočení úložné desky a rámu podvozku. Pohyb úložné desky je zajištěn hydraulickým válcem. Všechny ostatní pohyby na sestavě jsou také zajištěny hydraulickými válci. Další důležitou součástí vozíku je sklopná deska umožňující sjíždění výztuže na úložné desky.

Hlavním principem této sestavy je dovezení výztuže do porubu a následné natočení úložné desky s výztuží. Poté dojde ke sklopení boční desky společně s podpěrami, které zajišťují větší stabilitu. Následně už může dojít k přesouvání výztuže z vozíku na počvu. Tento přesouvací proces bude s největší pravděpodobností prováděn vrátkem. Po ustavení výztuže na počvu se vozík vrátí do původního stavu a odjíždí pryč.



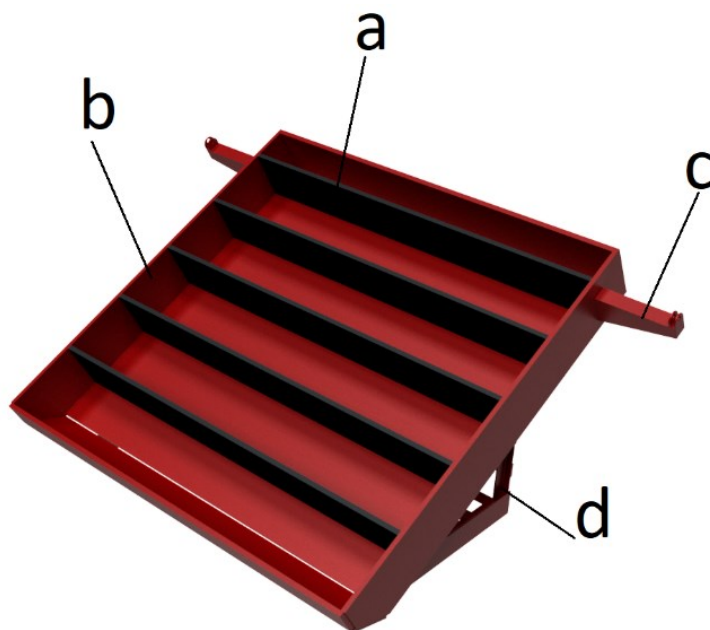
Obrázek 16 – 1. řešení konstrukce ve sklopeném stavu

Hydraulické podpěry by měly v rozloženém stavu (obr. 16) zajistit větší stabilitu celého vozíku. Při převážení mechanizované výztuže jsou podpěry v zataženém stavu (obr. 15), aby zabíraly co nejméně prostoru. Hydraulické válce podpěr jsou připevněny konzolami k čtyřhranným profilům. Hydraulické válce jsou klasicky zajištěny čepy se závlačkami. Na dotykové straně dutých čtyřhranných profilů jsou ještě přivařeny dotykové plochy z plechu.



Obrázek 17- 1. řešení konstrukce boční pohled

Boční výklopná deska daného řešení je obdobou boční desky u nakonec mnou zvoleného řešení. Deska je upevněna k úložné konstrukci pomocí dvou pantů. Pohyb boční desky je zajištěn dvojicí hydraulických válců. Ty jsou upevněny na konzolách, které vystupují mimo tělo konstrukce. Jedná se o svařenou konstrukci (obr. 18), která je uvnitř vyztužena stojinami.

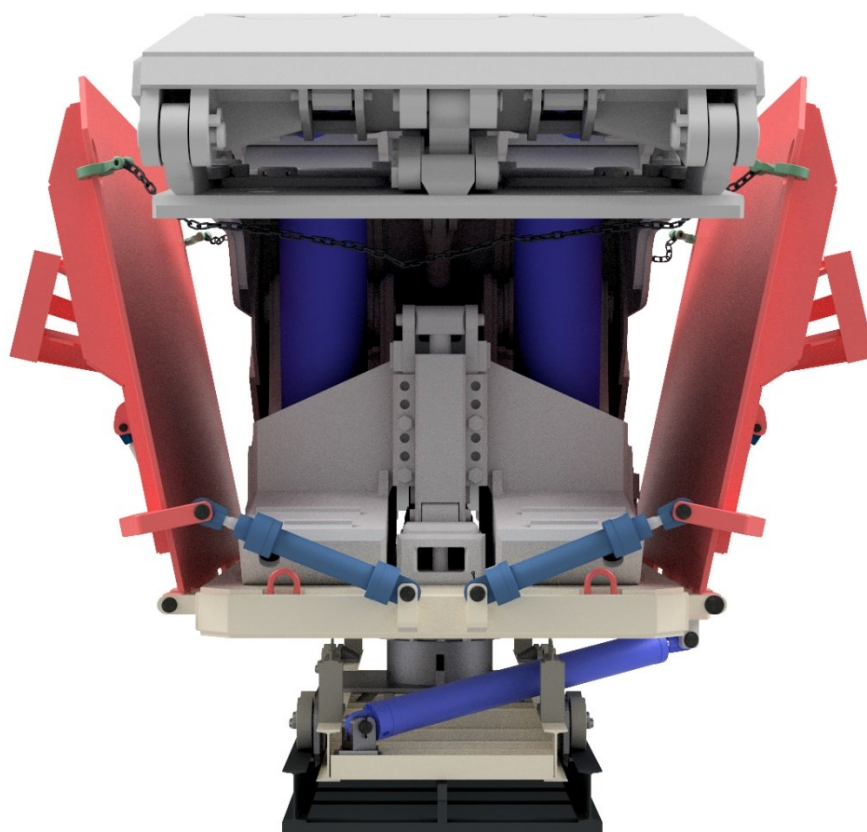


*Obrázek 18 - Konstrukce boční desky;
a) stojina na vyztužení; b) konstrukce desky; c) konzola pro hydraulický válec;
d) pomocná dosedací konstrukce*

K boční desce je přivařena pomocná dosedací konstrukce (obr. 18 - položka d). Ta zaručuje bezpečné dosednutí a opření desky do počvy. Pomocná konstrukce je řešená jako svařenec a je tvořena z „L profilů“. Materiál dosedací konstrukce volím S355J2.

Konstrukce transportního zařízení se sklápěním z boku

Druhé řešení je vlastně obdobou toho prvního a v mnoha směrech z něj vychází. Řešení konstrukce podvozku a velkopřůměrového ložiska je shodné s předchozím řešením. I zajištění otáčení úložné desky je řešeno stejně. Tedy naprosto stejným hydraulickým válcem.



Obrázek 19 – 2. řešení konstrukce transportního zařízení a zajištění bočních desek – přední pohled

Konstrukce úložné desky je velice podobná té, která je použita u první varianty. Nosná konstrukce je až na pár detailů totožná. Pořád se jedná o svařovanou skříňovou konstrukci s výztuhami. Rozdíly jsou v detailech jako je umístění pantů a držáků hydraulických válců. Uprostřed je úložná deska opatřena zapuštěným víkem, díky kterému se mohly použít klasické šroubové spoje (více detailů – obr. 25 a obr. 26).

Tato varianta je více variabilní a má lepší využití, protože je více stabilní a má větší únosnost díky mohutnější konstrukci bočních desek.

Zásadní rozdíl mezi 1. a 2. řešením spočívá ve způsobu sjíždění mechanizované výztuže. Výklopné desky se v tomto případě nacházejí na boční straně, a ne na přední, jak je tomu u předchozího řešení.



Obrázek 20 - 2. řešení konstrukce transportního zařízení – boční pohled

Boční výklopná deska 2. řešení je velice podobná výklopné desce předchozího řešení. Opět se jedná o svařovanou skříňovou konstrukci s výztuhami. Zásadním rozdílem je váha, která je u této varianty značná a přesahuje váhu 1 t. Zároveň však deska zajišťuje daleko větší stabilitu při sjíždění výztuže (obr.20). Vzhledem ke své hmotnosti slouží dvojice bočních desek při převozu jako ochranný prvek (obr. 19), který zabraňuje nežádoucímu posunutí výztuže.



Obrázek 21 - Boční výklopná deska

Na obr. 20 a obr. 21 si můžeme všimnout děr na okrajích boční desky. Jedná se sice o málo pravděpodobnou variantu, ale pokud by došlo k selhání celého hydraulického systému mohlo by dojít k pádu bočních desek. Vzhledem k váze, která, jak už jsem zmiňoval, je více než 1 t, jsem se rozhodl k zajištění pomocí vysokopevnostních článkových řetězů a háků.

Pohyb boční desky zajišťuje dvojice hydraulických válců. Jeden se nachází zcela mimo konstrukci desky a je vysunut vně. Druhý stejně velký hydraulický válec se nachází na spodní straně desky.

3 Volba vhodného řešení konstrukce

Nakonec jsem dospěl společně se zadavatelem této práce (kterým je Ostroj a.s.) k myšlence, že 2. řešení je z mnoha důvodů lepší než varianta první. Jedním z důvodů je stabilita při sjíždění výztuže z boční desky. Dalším důvodem je více prostoru při sjíždění mechanizované výztuže než u 1. řešení. Důvod, proč je kolem vozíku více manipulačního prostoru, je prostý. U tohoto typu řešení (obr. 22) se výztuž vykládá ve směru postupu porubu, a ne napříč jako u variantního řešení.

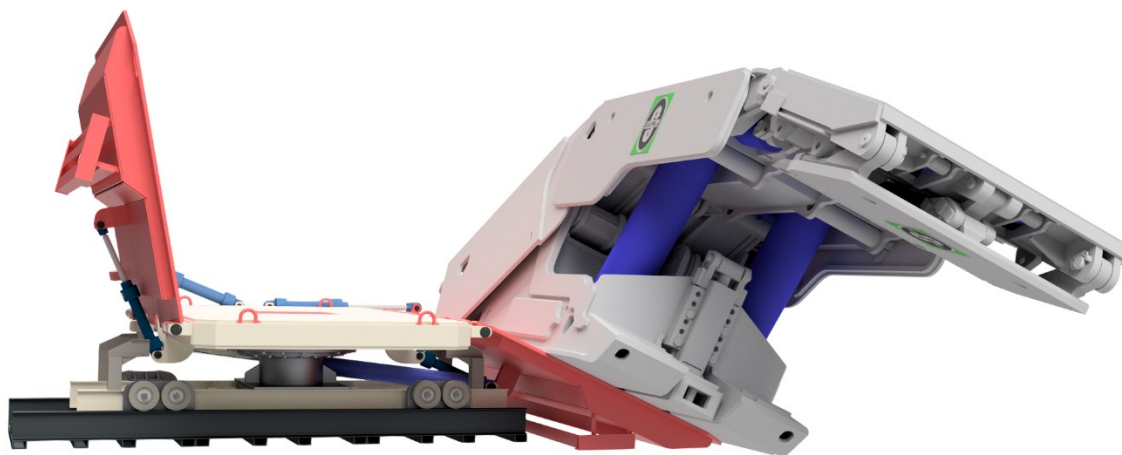
Boční desky jsem u tohoto řešení použil dvě, a to zejména z důvodu variabilnosti využití, kdy toto řešení mohu použít, i když bude výztuž dopravována z druhé chodby, tedy z opačného směru. Výztuž bude v tu chvíli sjíždět po druhé boční desce. Zároveň do jisté míry slouží tyto desky i jako ohrazující zařízení proti posunutí výztuže mimo plochu úložné desky.



Obrázek 22 - Sestava vozíku s výztuží

Před samotným spouštěním výztuže z vozíku je horní podstava pootočená o 90° a to zejména z důvodu výhodnosti v jakém postavení poté výztuž bude. Výztuž se totiž poté bude nacházet ve stejném směru, ve kterém bude plnit svůj účel. Posléze se pouze posune v daném směru jen o minimální vzdálenost do finálního ustavení, kde bude plnit svoji funkci.

Toto řešení je velice výhodné při vybavování porubu středních a velkých mocností. Doba vybavování se tímto řešením dost zkrátí. Ovšem při montáži ozubnicové dráhy je nutné brát v potaz že se boční deska, která slouží ke sjetí výztuže na počvu, sklápí do směru, kterým je vedena ozubnicová dráha. Je proto naprosto nutné, aby při ustavení jedné sekce mechanizované výztuže byla dráha zkrácena ve směru postupu. Jinak by mohlo dojít ke spuštění výztuže rovnou na dráhu, která by se tímto mohla poškodit.



Obrázek 23 - Skládání výztuže z vozíku

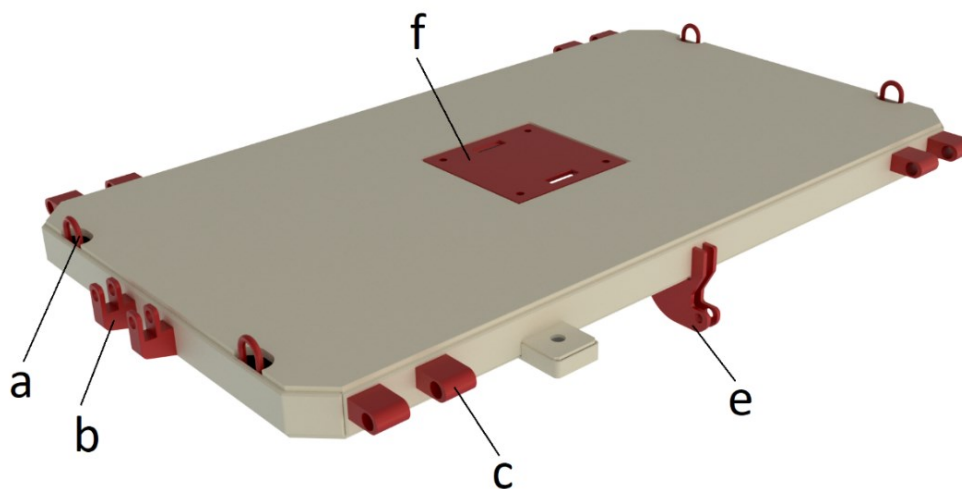
Na obr. 23 jde dobře vidět ukončení dráhy ještě ve směru postupu tak, aby se mohla boční deska zapřít co největší plochou do počvy.

Konstrukční části transportního zařízení

Úložná deska vozíku

Tento svařenec slouží k uložení mechanizované výztuže při převozu. Přenáší veškeré síly od mechanizované výztuže. Tato zatížení jsou poté dále přenášena do podvozku transportního zařízení.

K této úložné desce je připevněno, pomocí svarových spojů, několik prvků, které jsou důležité k činnosti celého vozíku (obr. 24).

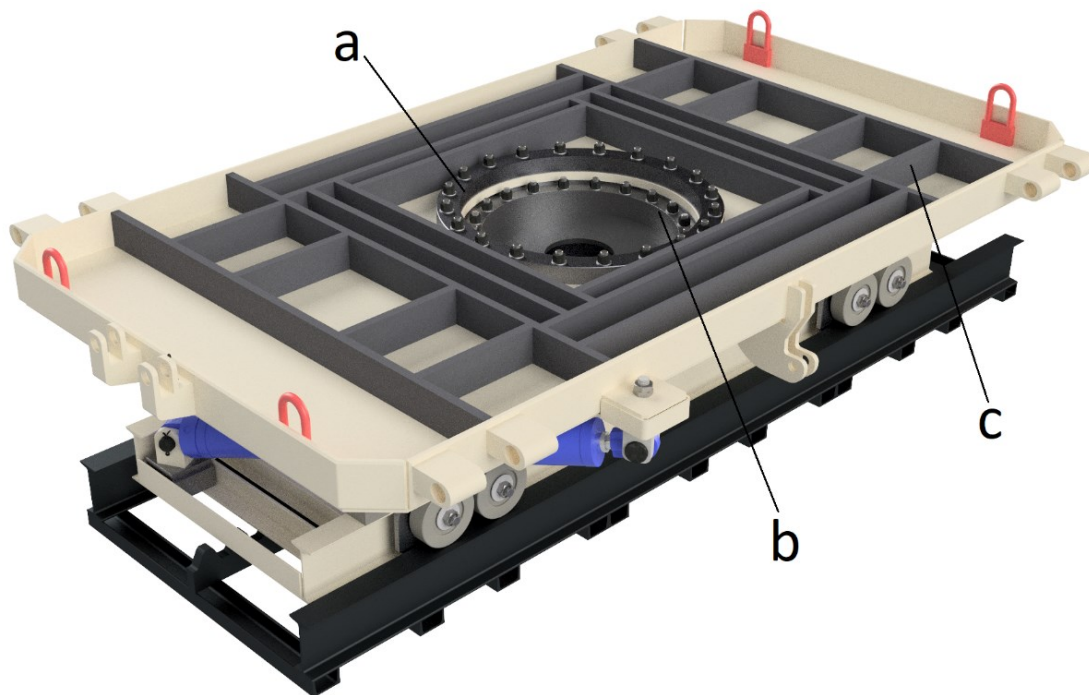


*Obrázek 24 - Sestava úložné desky;
a) hák na ukotvení; b) držák hydraulického válce 1; c) pant; d) uchopovací část velkého válce;
e) držák hydraulického válce 2; f) víko*

K pantům jsou připevněny boční výklopné desky, které mají protikusy pantů. Jsou spojeny za pomoci čepů a zajištěny závlačkami. Pohyb boční desky je zajištěn dvojicí hydraulických válců. Ty jsou umístěny na držácích, které jsou přivařeny ke konstrukci desky.

Přibližně uprostřed vrchní desky se nachází čtvercová díra, do které je zapuštěné víko, které je o něco níže než povrch desky. Víko je zajištěno šroubovým spojem. Jedná se sice o oslabení materiálu na kritickém místě, kde je umístěna mechanizovaná výztuž, ovšem toto řešení je nutné z důvodu podmínky smontovatelnosti a vyrobitelnosti sestavy. Jedná se totiž o prostor, kde se nachází šroubové spoje velkopřůměrového ložiska a toto je jediný způsob, jak se k nim dostat.

Celá sestava se skládá ze dvou plechových tabulí, které jsou uvnitř vyztuženy menšími plochými stojinami (obr. 25). Tyto části přenáší zatížení od výztuže dále do ložiska a podvozku. K úložné desce jsou ještě na bocích přivařeny plechy menších rozměrů, ke kterým jsou přivařeny držáky hydraulických válců a panty.



*Obrázek 25- Úložná deska vozíku s odkrytou horní deskou;
a) deska z plechu pro uchycení ložiska; b) Velkopřůměrové ložisko; c) Stojiny úložné desky*

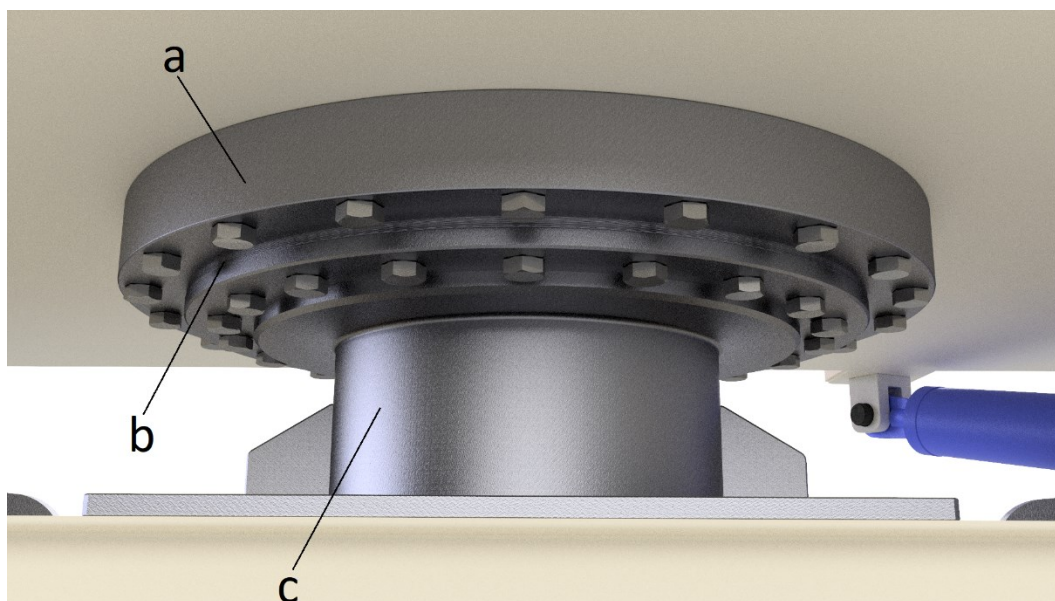
Na obr. 25 můžeme vidět jednotlivé výztuhy uvnitř úložné desky, které přenášejí zatížení. Uprostřed jsou výztuhy hustěji vyskládány vedle sebe, protože musí přenášet větší zatížení. Zároveň jsem se snažil o zachování potřebného prostoru pro svařování. Nejmenší mezera mezi stojinami je cca 75 mm, což by měla být dostatečná vzdálenost.

Na obrázku vidíme uchycení velkopřůměrového ložiska, které je řešeno výpalkem z plechu s dírami. Jedná se o standardizované šroubové spoje s maticí. Velikost je M20x180 a počet šroubových spojů je 20 po obvodu. Ve spodním plechu je také vypálena díra, a to z toho důvodu, aby se měly kam vejít šroubové spoje, které spojují vnitřní nepohyblivou část ložiska se základovou částí velkopřůměrového ložiska. Tento základový rám je přivařen k podvozkové části transportního zařízení.

Velkopřůměrové ložisko

Velkopřůměrové ložisko přenáší moment od hydraulického válce a umožňuje otáčení úložné desky kolem své osy. Zároveň společně se základovým rámem přenáší zatížení od mechanizované výztuže, ale také od samotné úložné desky, která má také značnou hmotnost.

Pro řešení tohoto problému volím standardizované velkopřůměrové ložisko výrobce Rothe Erde. Jedná se o jednoduché axioradiální ložisko (obr. 26) bez vnitřního ozubení s vnějším kroužkem o průměru 800 mm. Zvolil jsem kuličkové ložisko 6. série. (konkrétní model 060.35.0680.000.11.1503), které má obě kruhová pole jak na vnitřním, tak na vnějším kroužku vrtaná na skrz. To je pro moje řešení výhodné, protože jsem volil standardní šroubové spoje.

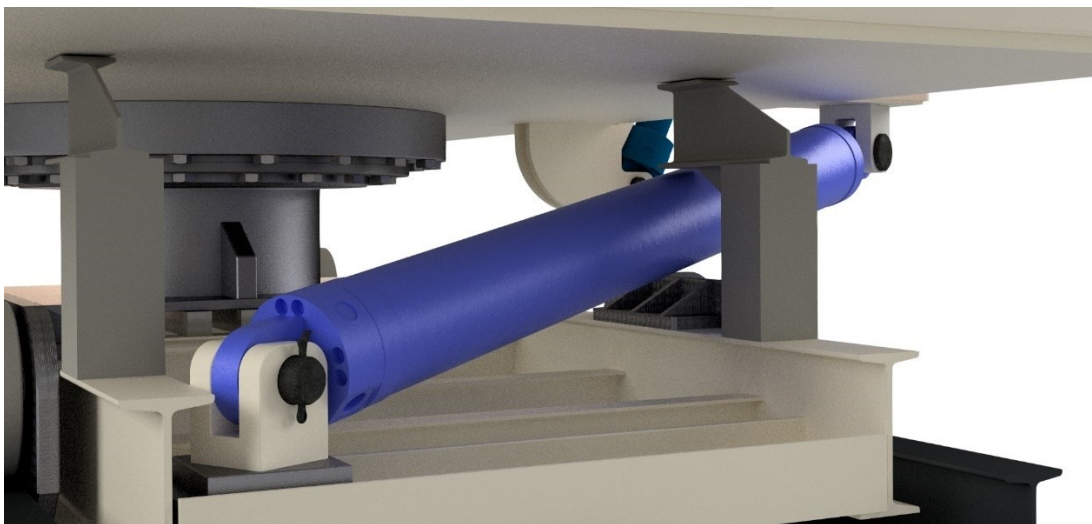


*Obrázek 26 - Velkopřůměrové ložisko se základovým rámem;
a) vnější část ložiska; b) vnitřní část ložiska; c) profil pro kotvení ložiska*

Profil pro kotvení ložiska (obr. 26 – c) je výpalek z velmi tlustého plechu, který je následně opracován. Na bocích profilu jsou přivařeny dvě výztuhy pro větší tuhost a pevnost celé konstrukce. V horní části je přivařen plech s dírami, které jsou vyvrtané na průměru vnitřního kroužku ložiska. Tyto díry slouží k pevnému ustavení a upevnění k úložné desce.

Přímočaré hydromotory

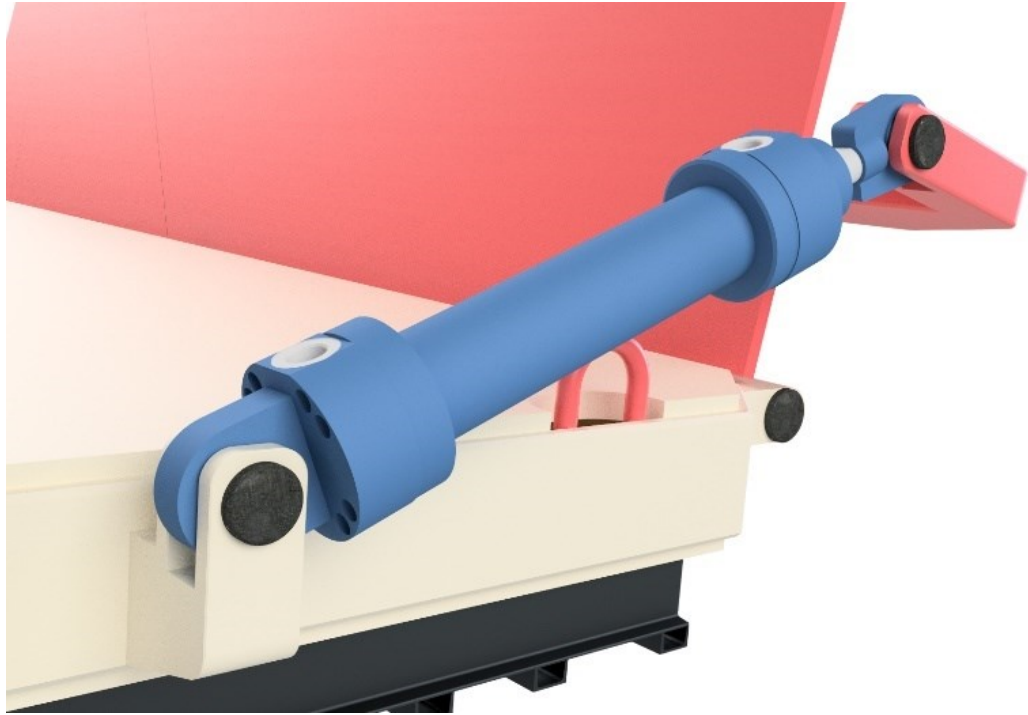
Na celé sestavě transportního zařízení se nachází pět hydraulických přímočarých motorů. Ten největší zajišťuje otáčení celé úložné části vozíku kolem osy ložiska. Je tedy oproti ostatním válcům největší, hlavně z pohledu délky výsuvu. Výsuv činí 1000 mm, což je nutná délka pro otočení úložné desky o 90°. Průměry hydraulického válce (obr. 27) jsou 115/100 mm a průměr pístnice je 50 mm.



*Obrázek 27 - Uložení a zajištění pístnice přímočarého motoru;
a) držák hydraulického válce 1; b) čep; c) válec; d) čep; e) držák hydraulického válce 2*

Přímočarý motor je na obou stranách klasicky uložen v držácích přes čepy a zajištěn závlačkami. Oba držáky hydraulických válců jsou na svých koncích zajištěny korunkovými maticemi.

Další přímočaré hydromotory slouží ke sklápění a výsuvu boční desky. Na každou desku působí dvojice hydraulických válců. Jeden z nich je uložen vedle boční desky (obr. 28) i samotné úložné desky. Na obou koncích je hydraulický válec uložen na držácích, které jsou odsazeny od čela úložné desky.



Obrázek 28 - Uložení a zajištění přímočarého motoru; Vnější hydraulický válec

Rozměry tohoto přímočarého hydromotoru jsou $78/50\text{ mm}$ a průměr pístnice je 36 mm . Válec je zajištěn klasicky dvojicí čepů a závlačkami.

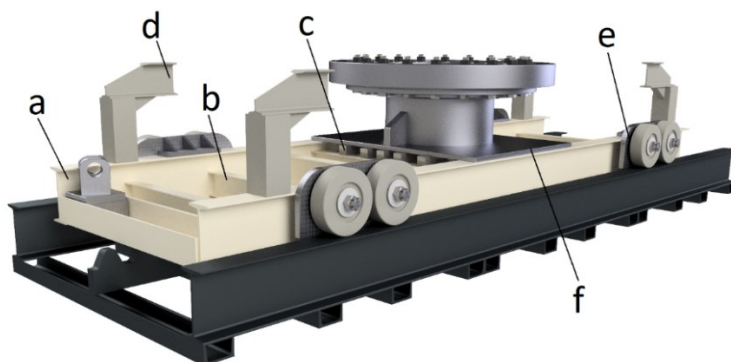
Druhý ze dvojice válců (obr. 29) se nachází pod boční výsuvnou deskou. A je obdobou válce, který se nachází na boční straně. Pouze vnější průměr válce je 62 mm. Jinak jsou válce totožné.



Obrázek 29- Uložení a zajištění přímočarého motoru; spodní hydraulický válec

Spodní rám a podvozek transportního zařízení

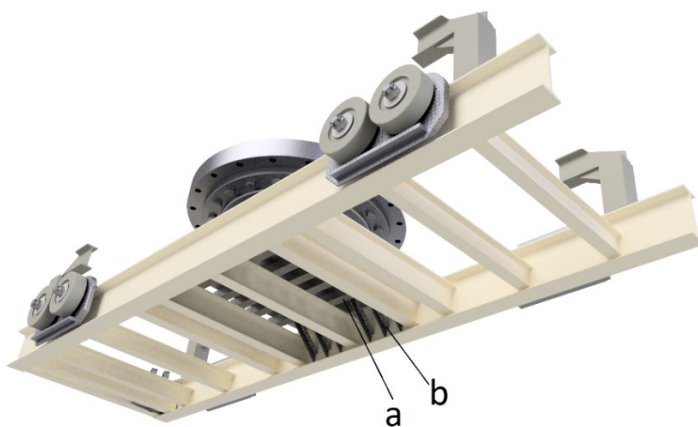
Základní konstrukce spodního rámu je tvořena dvěma „I profily“, které jsou napříč spojeny menšími „I profily“. Tyhle dvě části tvoří základní rám, ke kterému jsou dále přidány další nutné prvky.



Obrázek 30 - Sestava spodního rámu;

a) I-profil základového rámu; b) Příčný I-profil; c) Čtvercové tyče; d) Pomocné podpěry; e) Náprava s koly; c) Plechová tabule

Jedním z nich jsou pomocné podpěry (na obr. 30 označeny jako položka „d“). Jedná se o jednoduchý svařenec čtvercové tyče a opracovaného „I profilu“. Při plném zatížení vozíku mechanizovanou výztuží se počítá s možným lehkým průhybem úložné desky na jejich koncích. Tyto pomocné podpěry by proto v takovém případě pomohly lépe rozložit zatížení. Ovšem v klidovém stavu nic nepřenáší, protože mezi podpěrou a spodní stranou úložné desky je mezera o velikosti asi 2 mm. Toto řešení samozřejmě vyžaduje, aby daný „I profil“ byl opracován a zbaven hran, které by mohly způsobit nežádoucí zadrhnutí při otáčení.



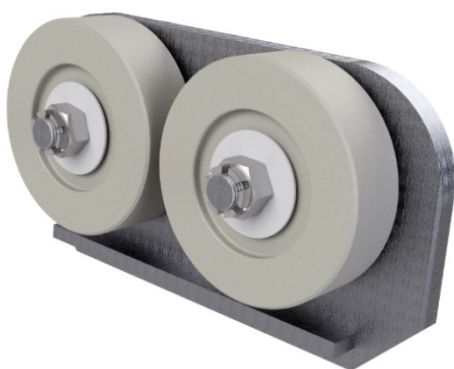
Obrázek 31 - Sestava spodního rámu – spodní pohled;

a) Čtvercové tyče; b) "T profily"

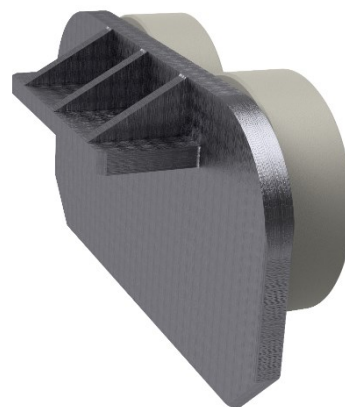
Dalšími prvky spodního rámu jsou „T profily“ (obr. 31) společně se čtvercovými tyčemi. Jejich jediným úkolem je zvyšovat tuhost konstrukce spodního rámu. V tomto místě je totiž spodní rám nejvíce zatížen. I proto jsem v tomto místě přidal příčné „I profily, aby celá konstrukce byla více tuhá.

Dále je pak ke konstrukci přivařen svařenec nápravy s koly (obr. 32 a obr. 33). Na nápravě je navařena lišta, která slouží k zabránění vykolejení vozíku z důvodu nerovnosti apod. Na každé nápravě je umístěna dvojice kol pro lepší rozložení váhy.

Kola o průměru 170 mm jsou umístěna na čepu o průměru 35 mm. Ten je na svém konci osazen na průměr 24 mm a opatřen závitem. Kolo je na náboji zajištěno přítlačnou podložkou a zajištěno korunkovou maticí.



Obrázek 32 -Náprava s koly přední pohled

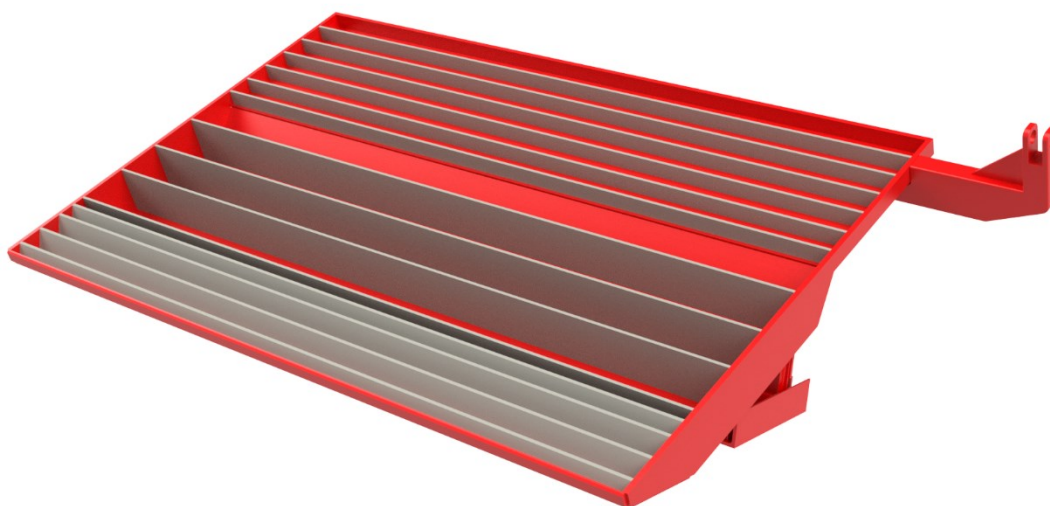


Obrázek 33- Náprava s koly zadní pohled

Boční výklopná deska

Jedná se o nejvíce zásadní součást na celé sestavě, která umožňuje sjetí mechanizované výztuže z úložné desky. V základu se vlastně jedná o velice podobnou sestavu jako tomu je u úložné desky. Je to tedy svařenec (obr. 25) větších plechových tabulí, které jsou uvnitř vyztuženy stojinami.

Na následujícím obrázku (obr. 34) jde vidět vnitřní konstrukce boční desky. Stojiny jsou navařeny uvnitř boční desky podélně, tedy ve směru, ve kterém je boční deska nejvíce namáhána.

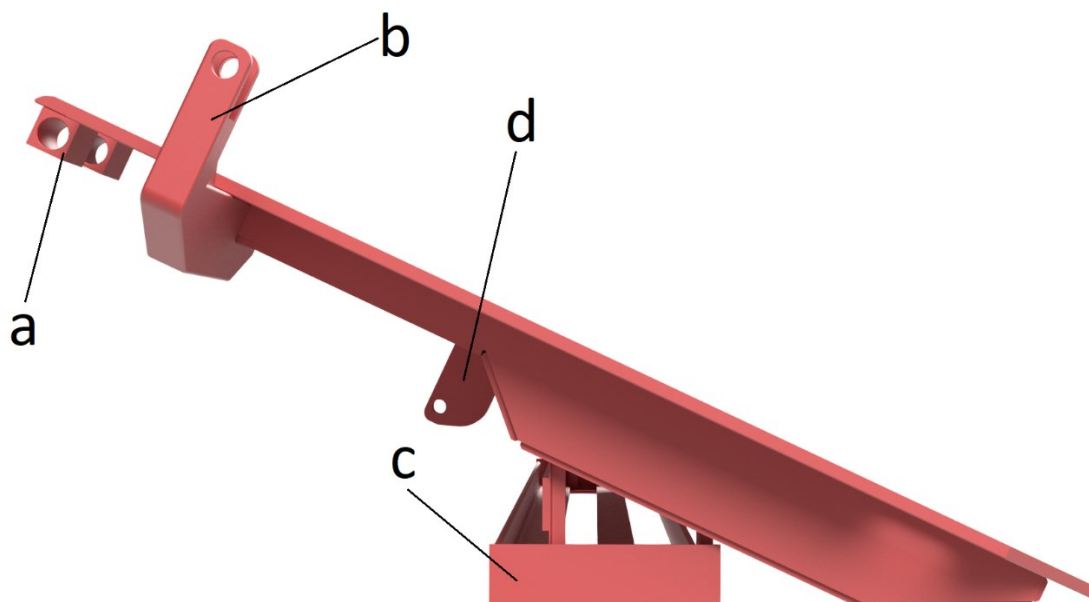


Obrázek 34 - Sestava boční desky bez horní tabule

Sestava je vytvořena (obr. 23) tak, aby se opřela co možná největší plochou počvy při sjíždění výztuže. Tomuto ještě pomáhá, dosedací konstrukce (obr. 35 - pozice c), která se taktéž zapře do počvy a zvětšuje tímto plochu, kterou se boční deska opírá o podstavu. Pomocná dosedací konstrukce je tvořena z „L profilů“ a plechů. Toto řešení pomáhá lepšímu rozložení zatížení do celé konstrukce.

K základní konstrukci boční desky je poté ještě přivařena čtveřice pantů (na každé straně dvojice), která zajišťuje (obr. 35 - pozice a) otáčení boční desky. Vzhledem ke značnému namáhání pantů volím materiál s lepšími mechanickými vlastnosti a to ČSN 15 230.7.

Dalšími důležitými prvky jsou konzoly. První (obr. 35 - pozice d) dvojice je uložena na spodní straně desky. Slouží k upevnění hydraulických válců. Druhá konzola pro hydraulický válec se nachází z důvodu velikosti mechanizované výztuže trochu mimo konstrukci desky. Válec na konzolu působí větším momentem, a proto je nutné, aby konzola měla složitější tvar, který záměrně kopíruje tvar sestavy boční desky, aby byl svarový spoj co nejdelší. Zároveň se nachází pouze na jedné straně, protože na druhé straně tomu brání závalová část mechanizované výztuže. Materiál celé konstrukce, včetně výztuh a konzol volím shodný a to S355J2.

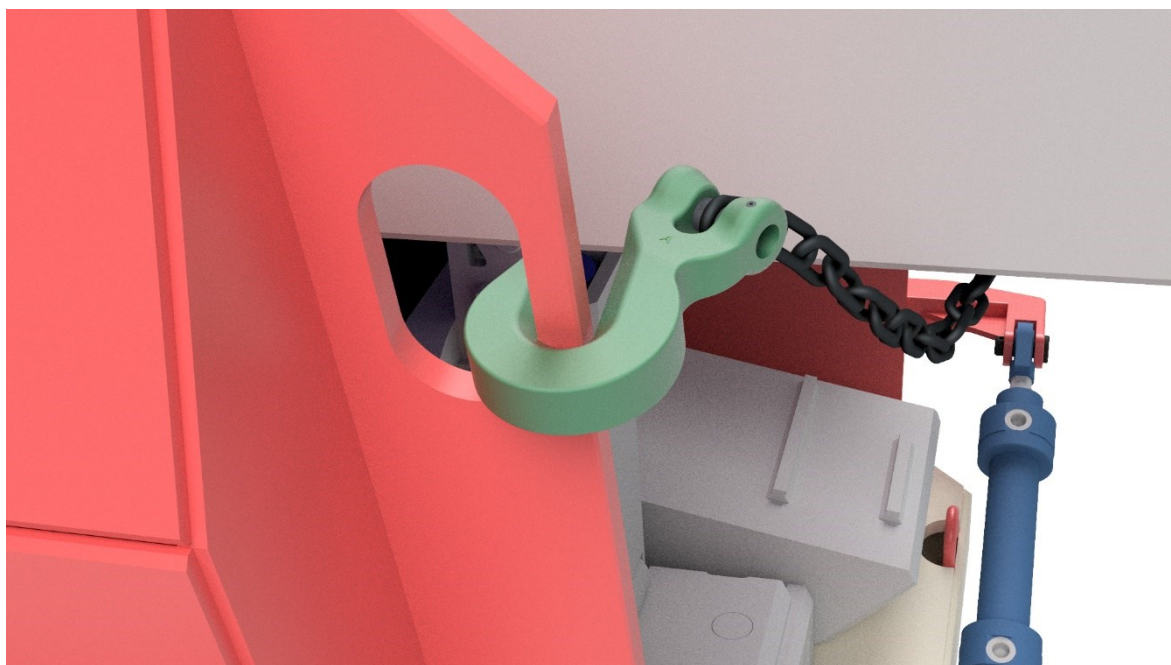


*Obrázek 35 - Sestava boční desky;
a) panty; b) boční konzola; c) pomocná dosedací konstrukce; d) spodní konzola*

Vzhledem ke značné hmotnosti boční desky, která činí více než 1 200 kg bylo nutné nějak boční desky zabezpečit proti pádu. Tento scénář je značně nepravděpodobný, protože by muselo dojít k poklesu tlaku v hydraulickém systému a také k porušení hydraulických zámků.

Na každé straně boční desky je vypáleno oko pro hák (obr. 36). Rozhodl jsem se tedy k zajištění boční desky pomocí klasického článkového řetězu a háku. Boční deska je takto (obr.19) zajištěna na obou koncích.

Při převážení je samozřejmě nutné zabezpečení i samotné mechanizované výztuže. To je zajištěno pomocí čtyř navařených ok na transportním zařízení. Uchycení se provede stejným způsobem. Opět za pomoci háků a článkových řetězů.



Obrázek 36 - Detail zajištění desky pomocí háku s řetězem

4 Kontrolní výpočty

Minimální poloměr oblouku tratě a rozvor vozíku

Vozík jede po ozubnici s rozchodem 900 mm. Vzhledem k značné velikosti vozíku jsem zvolil poloměr obloukové sekce v horizontální rovině 10 m.

Výpočet přibližného rozchodu vozíku

Optimální velikost rozchodu vozíku vypočítám dle vzorce (4.1). Při tomto výpočtu vycházíme ze známého poloměru dráhy a vůle mezi kolem a kolejnicí, kterou volíme.

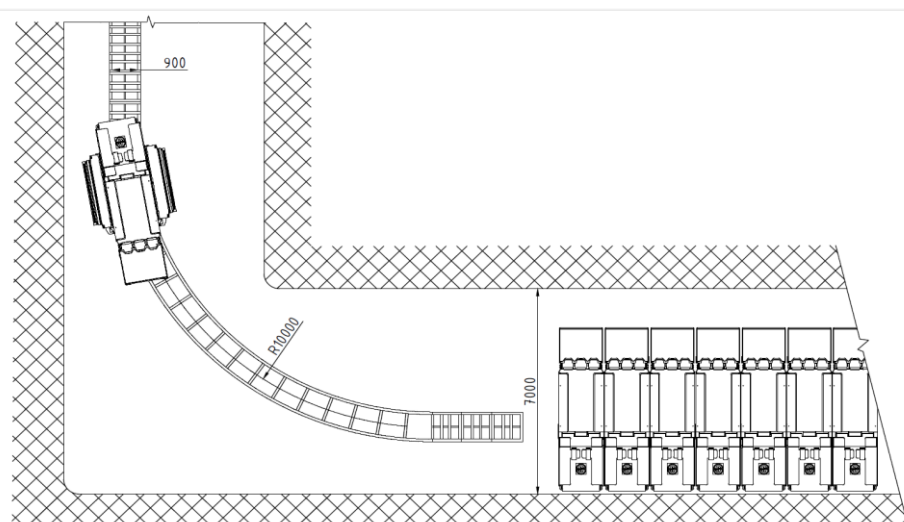
$$d = 2 \cdot \sqrt{a \cdot r} \quad (4.1)$$

$$d = 2 \cdot \sqrt{0,06 \cdot 10} = 1,55 \text{ m}$$

a – vůle mezi náolkem a kolejnicí; r – poloměr dráhy ozubnicové dráhy

d – rozchod vozíku;

Volím tedy rozchod vozíku 1,6 m. V tomto případě je šířka prorážky něco kolem 7 m. U chodby je to přibližně 6,5 m. Ovšem jsou to pouze odhadované rozměry, protože přesné rozměry mi nebyly poskytnuty. Na následujícím schématu jde vidět průjezd vozíku zatáčkou do prorážky a jednotlivé sekce mechanizovaných výztuží.

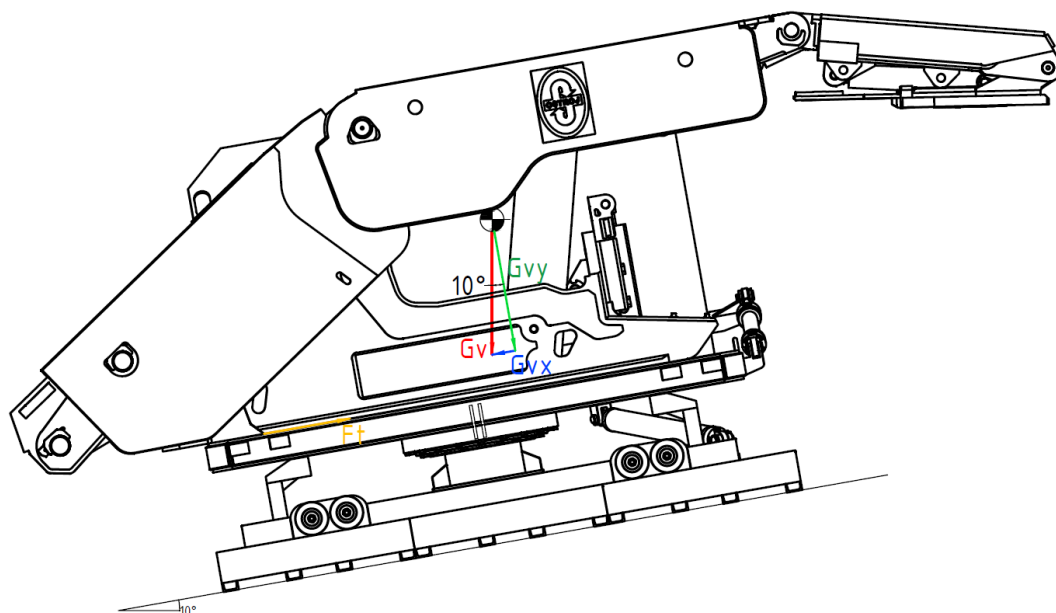


Obrázek 37 - Průjezd vozíku zatáčkou

Mechanizovaná výztuž na šikmé ploše

V některých případech se při přesouvání výztuže může stát, že bude porub v značných úklonech. Po dohodě se zadávajícím jsme se dohodli, že mezními úhly jak v příčném, tak podélném směru postupu bude úhel 10° .

Při následujícím výpočtu počítám s nejhorší možnou variantou, tedy že má porub odklon od roviny 10° . Tímto výpočtem se snažím zjistit, zda mechanizovaná výztuž při převozu nesjede z nákladové plochy vozíku. Výpočet je to ovšem značně zjednodušený a pouze ilustrační. Problémem je správně odhadnout vhodný koeficient tření mezi nákladovou deskou vozíku a mechanizované výztuže v důlním prostředí. V reálném provozu je mechanizovaná výztuž proti posunutí pevně zajištěna řetězy. Ovšem i bez nich by dle výpočtu neměla výztuž z vozíku sjet.



Obrázek 38 - Mechanizovaná výztuž na šikmé ploše

Hmotnost mechanizované výztuže je 18 t. Součinitel tření mezi výztuží a vozíkem volím $f_1 = 0,2$.

Výpočet tíhy a jejích složek

$$G_V = m \cdot g \quad (4.2)$$

$$G_V = 18\,000 \cdot 9,81 = 176\,580\,N$$

Výpočet složek sil

$$G_{Vx} = G \cdot \sin \alpha \quad (4.3)$$

$$G_{Vx} = 176\,580 \cdot \sin 10 = 30\,662\,N$$

$$G_{Vy} = G \cdot \cos \alpha \quad (4.4)$$

$$G_{Vy} = 176\,580 \cdot \cos 10 = 173\,897\,N$$

Rovnováha sil v ose y

$$\sum F_{iy} = 0 = G_y - F_N \quad \rightarrow \quad F_N = 173\,897\,N \quad (4.5)$$

Rovnováha sil v ose x

$$\sum F_y = 0 = G_x - F_T \quad (4.6)$$

$$F_T = G_x$$

$$F_N \cdot f_1 = G_x$$

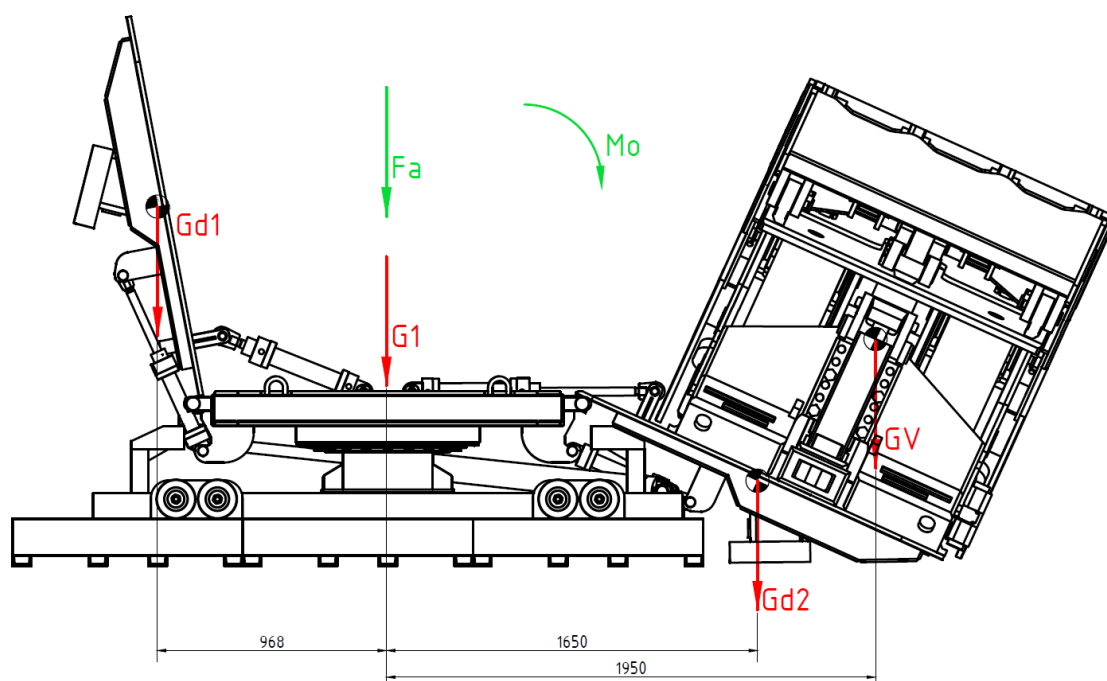
$$34\,779,4\,N > 30\,662\,N$$

Vyhovuje, protože třecí síla je větší než tíhová složka od mechanizované výztuže. Proto by mechanizovaná výztuž neměla za daných okolností sjet dolů.

Výpočet a volba velkopřůměrového ložiska

Pro spojení nákladové části s podvozkem vozíku jsem zvolil standardizované velkopřůměrové ložisko, které jednak přenáší veškerá zatížení, ale také umožňuje rotaci nákladové části kolem své osy.

Zvolil jsem ložisko od firmy Rothe Erde a podle jejich katalogu jsem také postupoval ve výpočtu. Ložisko je v tomto případě namáháno axiální silou a momentem. Pro výpočet sil a momentů, které na ložisko působí, jsem zvolil tu nejhorší možnou variantu, tedy sjíždění mechanizované výztuže po boční desce, kdy je moment působící na ložisko zdaleka největší.



Obrázek 39 - Schéma vzdáleností těžišť od velkopřůměrového ložiska

Výpočet tíhy jednotlivých částí vozíku

$$G_1 = 2\,134 \cdot 9,18 = 20\,934,54 \, N \quad (4.7)$$

$$G_{d1} + G_{d2} = 1\,190 \cdot 9,18 = 11\,673,9 \, N$$

$$G_v = 18\,000 \cdot 9,18 = 176\,580 \, N$$

Výpočet zatěžující axiální síly

$$F_A = G_1 + G_{d1} + G_{d2} + G_V \quad (4.8)$$

$$F_A = 20\,934,54 + 11\,673,9 + 11\,673,9 + 11\,673,9 + 176\,580 = 220,8 \text{ kNm}$$

Výpočet zatěžujícího momentu

$$M_o = 0 = G_{d2} \cdot 1,65 + G_V \cdot 1,95 - G_{d1} \cdot 0,968 \quad (4.9)$$

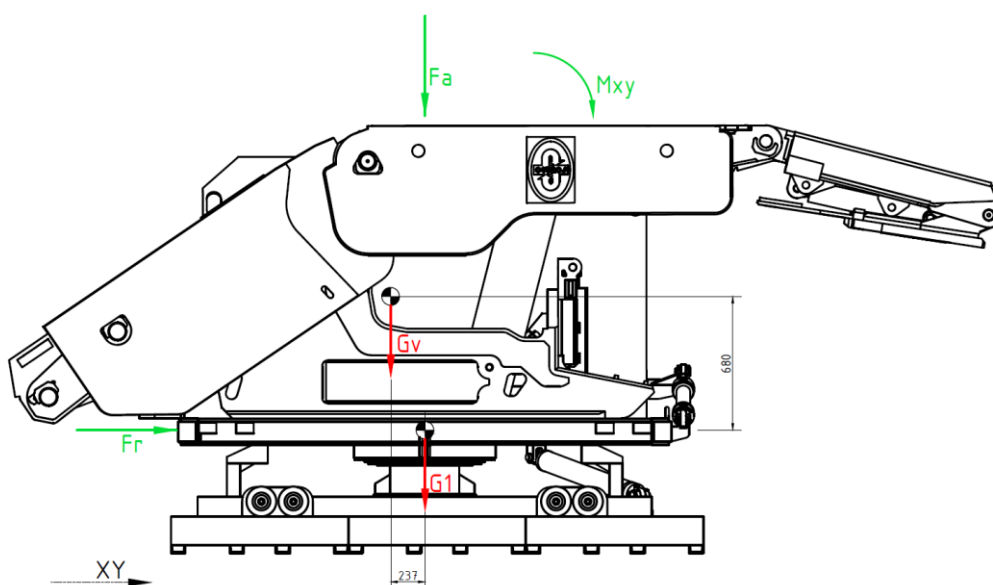
$$M_o = 0 = 11\,673 \cdot 1,65 + 176\,580 \cdot 1,95 - 11\,673,9 \cdot 0,968 = 352,3 \text{ kNm}$$

Po těchto výpočtech můžeme zvolit z katalogu výrobce ložisko, které tato zatížení vydrží. Já jsem zvolil ložisko ze série 06 o vnějším průměru 800 mm.

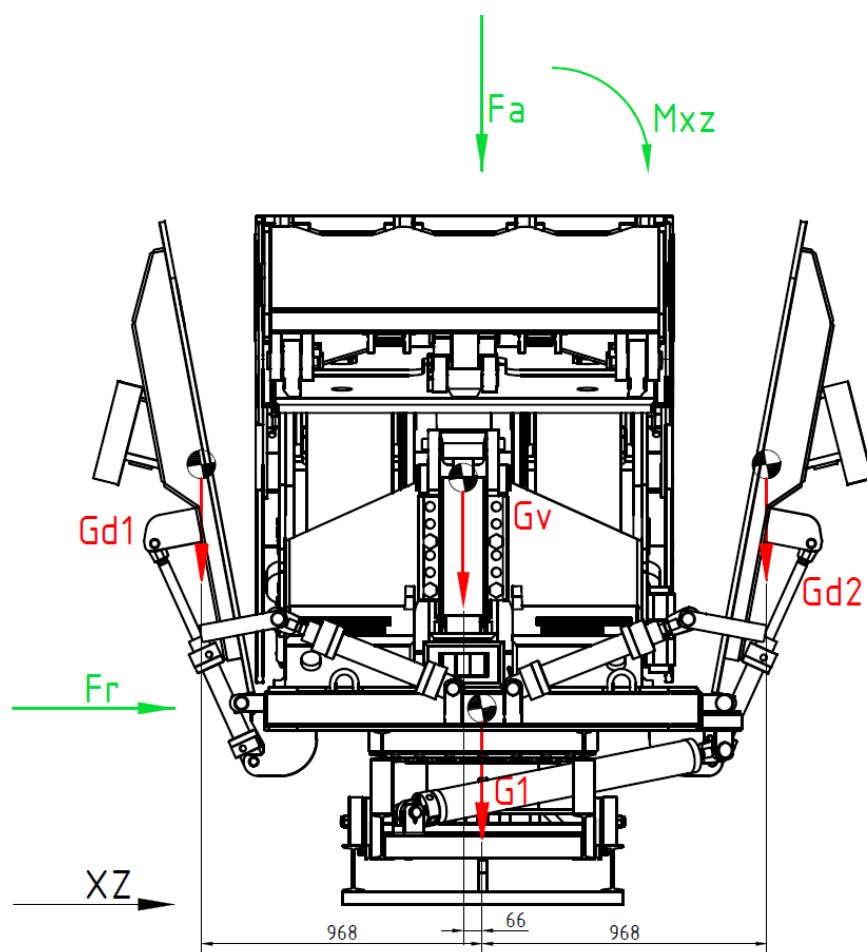
Určení potřebného momentu k natočení nákladové desky

Horní nákladová deska je upevněna k velkopřůměrovém ložisku a otáčí se až o 90°. Tento pohyb vyvozuje hydraulický válec. Ovšem aby k tomuto pohybu došlo, musí hydraulický válec vyvodit větší moment, než je třecí moment ložiska.

K výpočtu třecího momentu ložiska musíme nejdříve znát zatěžující axiální sílu a klopný moment, který působí na ložisko. Ve výpočtech budu brát v potaz nejhorší možnou variantu – tedy, že je výztuž na vozíku ustavená mimo těžiště vozíku v obou směrech.



Obrázek 40 – Určení potřebného momentu k natočení nákladové desky



Obrázek 41 - Určení potřebného momentu k natočení nákladové desky

Výpočet tíhy vozíku

$$G_{D1} = m_{D1} \cdot g \quad (4.10)$$

$$G_{D1} = 1\,190 \cdot 9,81 = 11\,673,9\,N$$

$$G_{D2} = 1\,190 \cdot 9,81 = 11\,673,9\,N$$

$$G_V = m_V \cdot g \quad (4.11)$$

$$G_V = 18\,000 \cdot 9,81 = 176\,580\,N$$

$$G_1 = m_1 \cdot g \quad (4.12)$$

$$G_1 = 2\,028 \cdot 9,81 = 19\,844,7\,N$$

Výpočet axiální síly

$$F_A = G_{D1} + G_{D2} + G_V + G_1 \quad (4.13)$$

$$F_A = 11,673 + 11,673 + 19,844 + 176,58 = 220 \text{ kN}$$

Výpočet momentu ve směru xy

$$M_{XY} = G_{D1} \cdot 0,968 + G_V \cdot 0,066 - G_{D2} \cdot 0,968 \quad (4.14)$$

$$M_{XY} = 11\,673,9 \cdot 0,968 + 176\,580 \cdot 0,066 - 11\,673,9 \cdot 0,968 = 11,654 \text{ kNm}$$

Výpočet momentu ve směru xz

$$M_{XZ} = G_V \cdot 0,237 \quad (4.15)$$

$$M_{XZ} = 176\,580 \cdot 0,237 = 41,85 \text{ kNm}$$

Celkový moment

$$M_c = \sqrt{M_{XY}^2 + M_{XZ}^2} = 41,849 \text{ kN} \quad (4.16)$$

Výpočet třecího momentu

K výpočtu třecího momentu jsem použil vzorec, který je dán výrobcem ložiska, které jsem zvolil. V mém konkrétním případě jde o již zmiňovanou firmu Rothe Erde. Následující vzorec (4.17) vychází ze schémat (obr. 37 a obr. 38) a vzorců (4.10 až 4.16).

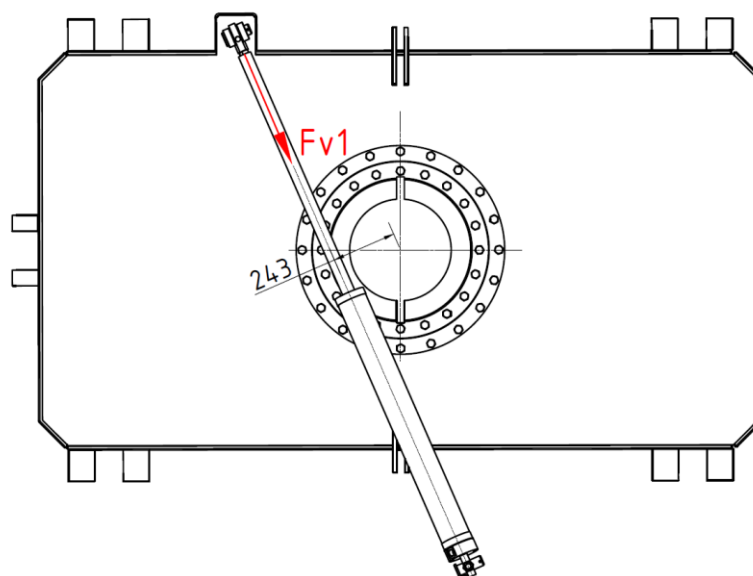
$$M_{tř} = \frac{\mu}{2} \cdot (4,4 \cdot M_c + F_A \cdot D_L + 3,81 \cdot F_R \cdot D_L) \quad (4.17)$$

$$M_{tř} = \frac{0,006}{2} \cdot (4,4 \cdot 41,849 + 220 \cdot 0,68 + 3,81 \cdot 0 \cdot 0,68)$$

$$M_{tř} = 1,01 \text{ kNm}$$

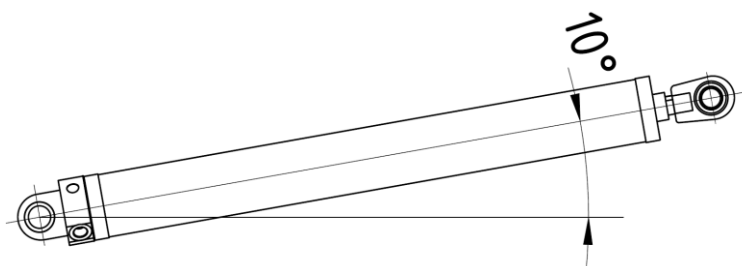
Výpočet momentu hydraulického válce

Aby se horní úložná plocha otáčela bez problému, musí být moment, který vyvine hydraulický válec větší, než je třecí moment ložiska. Nejhorší možná varianta pohybu nastává v okamžiku, kdy je hydraulický válec vysunut do své maximální délky. V tu chvíli je rameno, na kterém hydraulický válec působí, nejmenší, a tudíž vyvodí nejmenší moment. Zároveň se hydraulický válec zasouvá zpět, a proto je i jeho vyvozená síla je nižší.



Obrázek 42 - Síla od válce působící na ramenu

Hydraulický válec, který pohybuje s horní deskou, je uložen v úhlu $\alpha_1 = 10,81^\circ$. Proto musím sílu, kterou válec vyvodí při zatahování, přepočítat na jeho složku ve směru x. Složka síly ve směru x totiž zajišťuje pohyb horní desky. Síla, kterou válec vyvodí při zasouvání je $F_{v1\ max} = 147\ 262,2\ N$.



Obrázek 43 - Úhel uložení hydraulického válce

Výpočet síly válce v ose X

$$F_{v1x \max} = F_{v\max} \cdot \cos \alpha_1 \quad (4.18)$$

$$F_{v1x \max} = 147\,262,2 \cdot \cos 10,81^\circ = 144,65 \text{ kN}$$

Moment vyvozený hydraulickým válcem

$$M_{v1} = F_{v1x \max} \cdot r_1 \quad (4.19)$$

$$M_{v1} = 144,65 \cdot 0,243 = 35,15 \text{ kNm}$$

Porovnání momentů

$$M_{v1} \geq M_{tř} \quad (4.20)$$

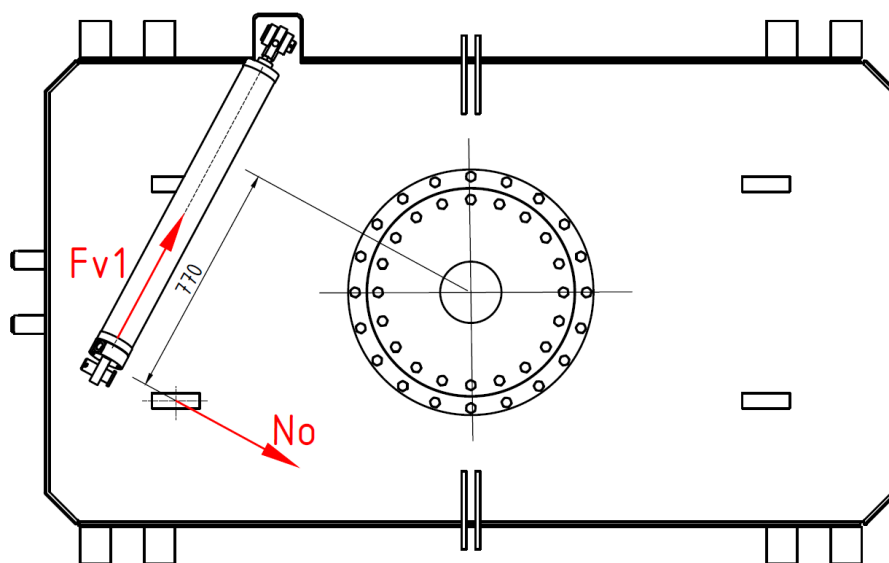
$$35,15 \geq 1,01 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Hydraulický válec, který jsem zvolil, vyhovuje i při nejméně příznivých podmínkách, které mohou nastat. Zároveň jsem v tomto konkrétním případě vycházel z předpokladu, že je úložná deska dokonale tuhá. Případ, kdy se deska lehce prohne pod tíhou mechanizované výztuže, řeším v následující kapitole.

Zároveň jsem byl nucen volit hydraulický válec s velkým výsuvem a při takto velkých silách jsem nechtěl z bezpečnostních důvodů volit hydraulický válec menšího průměru.

Určení potřebného momentu na překonání normálové síly

Vzhledem k velké hmotnosti mechanizované výztuže počítám s lehkým prohnutím úložné desky. V momentě, kdy k tomuto prohnutí dojde, se úložná deska na svých krajích opře o čtyři podpěry. Ty pomůžou rozložit váhu. Ovšem zároveň mnohem zvyšují tření a nároky na vyvozenou sílu od hydraulického válce. Součinitel mezi podpěrou a úložnou deskou volím $f_2 = 0,2$. Poté si mohu vyjádřit normálovou složku síly. Moment, který vyvodí hydraulický válec, musí být větší než moment, který vyvodí normálová síla od podpěry.



Obrázek 44 - Normálová složka síly vyvozená třením mezi podpěrou a úložnou deskou

Výpočet normálové síly

$$N_o = F_A \cdot f_2 \quad (4.21)$$

$$N_o = 220 \cdot 0,2 = 43,9 \text{ kN}$$

Porovnání vyvozených momentů

$$F_{v1x \max} \cdot r_1 \geq N_o \cdot r_2 \quad (4.22)$$

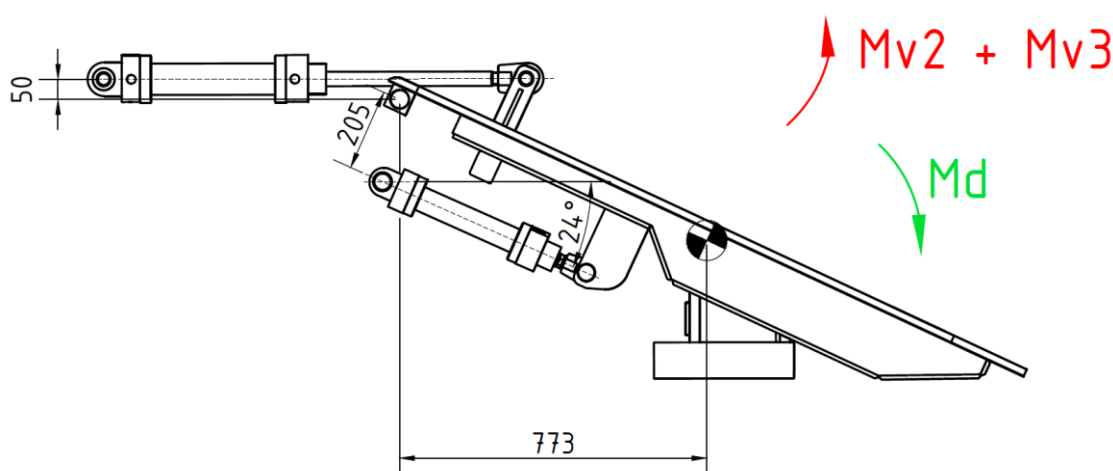
$$144,65 \cdot 0,243 \geq 43,9 \cdot 0,77$$

$$35,15 \text{ Nm} \geq 33,81 \text{ Nm} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Z porovnání vyvozených momentů je jasné, že moment vyvozený hydraulickým válcem bude stačit i v té nejhorší možné situaci. Tedy v momentě, kdy by byl zatížen mechanizovanou výztuží. Zároveň jsem bral v potaz, že se hydraulický válec zatahuje na nejmenším rameni.

Určení potřebného momentu k pohybu boční desky

Sklápění a zvedání boční desky zajišťují dva hydraulické válce. Při sklápění pomáhá válcům gravitace. Nejhorší možná varianta nastává v dolní úvratí, kdy musí válec překonat moment boční desky.



Obrázek 45 -Boční deska s hydraulickými válci

Vnější válec je téměř v rovině (odklon pár minut), a proto budu dále počítat s jeho maximální silou při zasunování. Hydraulický válec, který se nachází na spodní části boční desky je ovšem pod úhlem $\alpha_3 = 24^\circ$, a proto musím dopočítat jeho složky ve směru X a Y. Boční deska váží 1 211 kg.

Výpočet momentu boční desky

$$M_d = m_{d1} \cdot g \cdot xT \quad (4.23)$$

$$M_d = 1\,211 \cdot 9,81 \cdot 0,773 = 9\,183,17\,N$$

Výpočet momentu vnějšího válce

$$M_{v2} = F_{v2} \cdot 0,05 \quad (4.24)$$

$$M_{v2} = 23\,640,5 \cdot 0,05 = 1\,182,025 \text{ Nm}$$

Výpočet momentu vnitřního (spodního) válce

$$M_{v3} = F_{v3} \cdot \cos \alpha \cdot 0,205 \quad (4.25)$$

$$M_{v3} = 49\,087 \cdot \cos 24 \cdot 0,205 = 9\,192,86 \text{ Nm}$$

Porovnání výsledků momentů

$$M_d \leq M_{v2} + M_{v3} \quad (4.26)$$

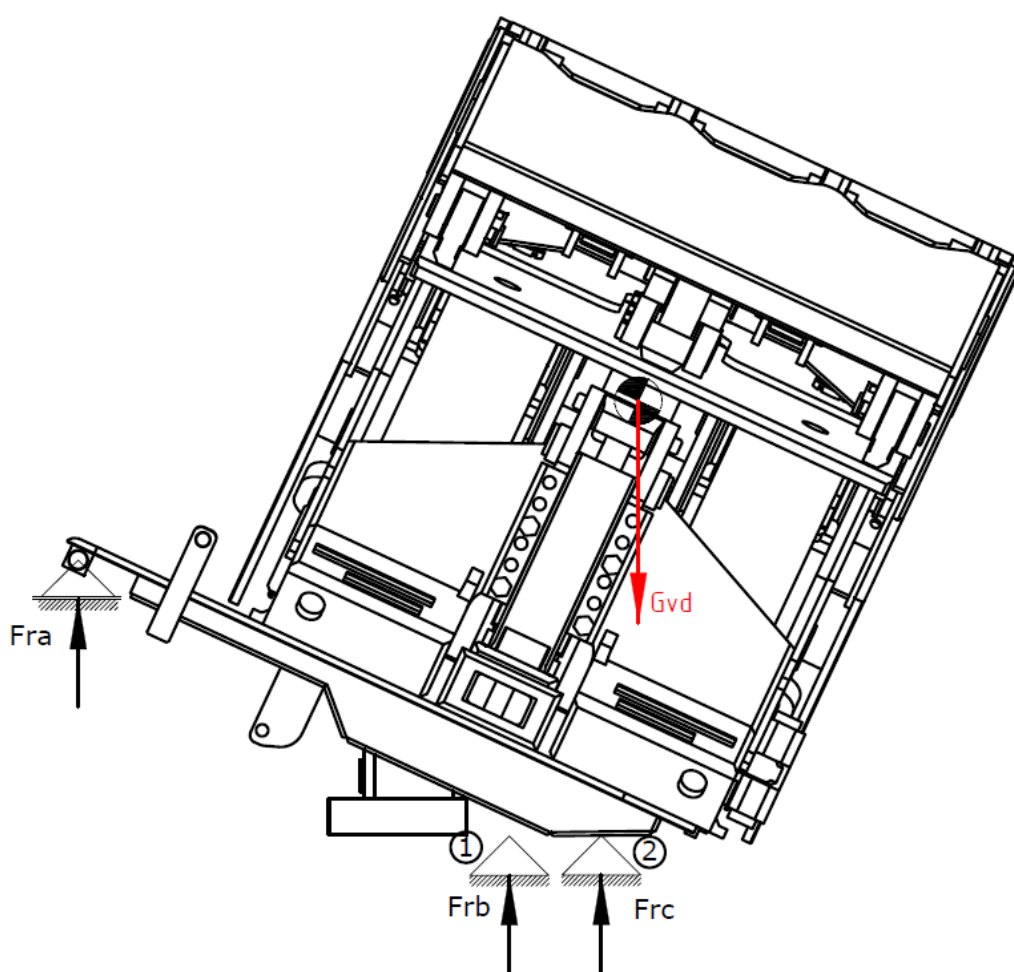
$$9\,183,17 \leq 1\,182,025 + 9\,192,86$$

$$9\,183,17 \text{ Nm} \leq 10\,374,88 \text{ Nm} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Stabilita vozíku při sjíždění výztuže

Při sjíždění výztuže by vzhledem k její velké hmotnosti mohlo dojít k překlopení celého vozíku. Proto musím vyšetřit, zda k tomuto možnému riziku nedojde.

V první části výpočtu musím určit velikost reakce F_{RA} v pantu pro další možný výpočet klopení vozíku. Budu vycházet z předpokladu, že se boční deska zapře buď v místě označeném jako 1 anebo 2. Místo číslo 1 je teoretické. K reakci v tomto místě by došlo v případě, že se deska zapře do počvy oběma deskami. Následně porovnáím výsledky reakcí v místě F_{RA} a nadále budu počítat s méně příznivým výsledkem.

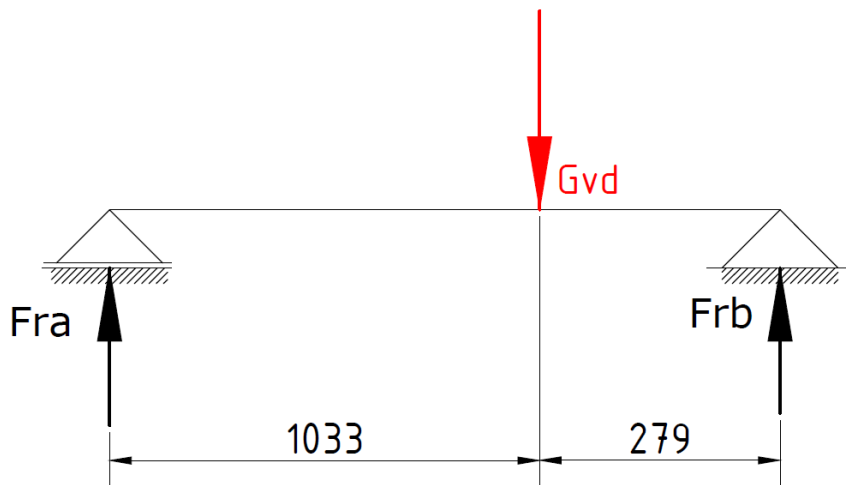


Obrázek 46 - Stabilita vozíku při sjíždění

Místo opření boční desky 1

Při výpočtu vycházíme z tíhy mechanizované výztuže a boční desky, která dohromady činí

$$G_{vd} = 188\,254\text{ N}$$



Obrázek 47 - Rozložení zatížení boční desky 1

Výpočet momentu k místu A

$$M_{oA} = 0 = G_{vd} \cdot 1,033 - F_{rb} \cdot (1,033 + 0,279) \quad (4.27)$$

$$F_{rb} = \frac{188\,254 \cdot 1,033}{(1,033 + 0,279)}$$

$$F_{rb} = 148\,221\text{ N}$$

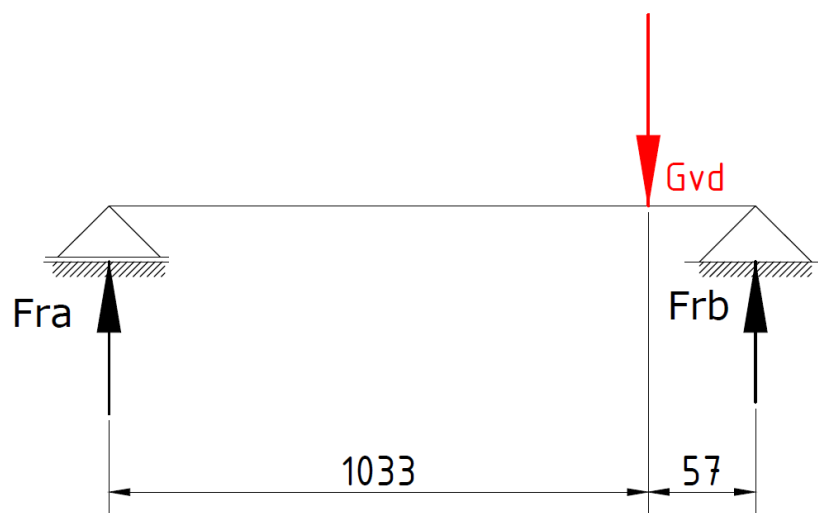
Rovnováha sil v ose y

$$\sum F_y = 0 = F_{rb} - G_{vd} + F_{ra} \quad (4.28)$$

$$F_{ra} = -F_{rb} + G_{vd}$$

$$F_{ra} = 40\,032,6\text{ N}$$

Místo opření boční desky 2



Obrázek 48 - Rozložení zatížení boční desky 2

Výpočet momentu k místu A

$$M_{oA} = 0 = G_{vd} \cdot 1,033 - F_{rb} \cdot (1,033 + 0,057) \quad (4.29)$$

$$F_{rb} = \frac{188\,254 \cdot 1,033}{(1,033 + 0,057)}$$

$$F_{rb} = 178\,409,5 \text{ N}$$

Rovnováha sil v ose y

$$\sum F_y = 0 = F_{rb} - G_{vd} + F_{ra} \quad (4.30)$$

$$F_{ra} = -F_{rb} + G_{vd}$$

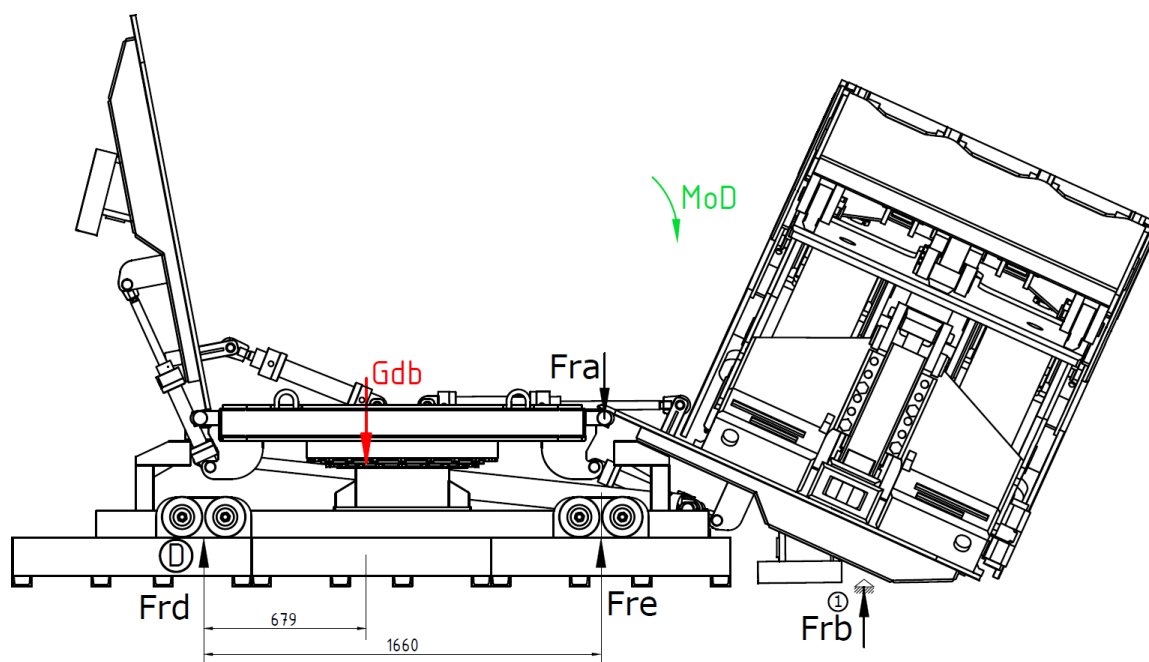
$$F_{ra} = 9844 \text{ N}$$

Po porovnání výsledků je zřejmé, že při opření v místě č. 1 vznikne v podpoře F_{Ra} větší reakce, a proto budu při dalších výpočtech počítat s touto hodnotou.

Stabilita celé sestavy vozíku

Při dalším výpočtu tedy beru hodnoty reakce z místa č. 1. Aby nedošlo k nadzvednutí a následnému překlopení vozíku, musí být reakce od kola vozíku F_{rd} kladná. Musí tedy směřovat nahoru, jak je naznačeno na obrázku.

Proti překlopení vozíku působí jeho tíha. V tomto případě se jedná o tíhu celého vozíku a jedné jeho boční desky.



Obrázek 49 - Stabilita celého vozíku

Výpočet tíhy vozíku

$$G_{db} = m \cdot g \quad (4.31)$$

$$G_{db} = 5\,286 \cdot 9,81 = 51\,855,66 \text{ N}$$

Výpočet momentu k místu D

$$M_{oD} = 0 = F_{ra} \cdot (1,66 + 0,0075) - F_{re} \cdot 1,66 + G_{db} \cdot 0,679 \quad (4.32)$$

$$F_{re} = \frac{40\,032,6 \cdot (1,66 + 0,0075) + 51\,855,66 \cdot 0,679}{1,66}$$

$$F_{re} = 61\,421,3 \text{ N}$$

Rovnováha sil v ose y:

$$\sum F_y = 0 = F_{ra} + G_{db} - F_{re} - F_{re} \quad (4.33)$$

$$F_{rd} = F_{ra} + G_{db} - F_{re}$$

$$F_{rd} = 40\,032,6 - 61\,424,3 + 51\,855,66$$

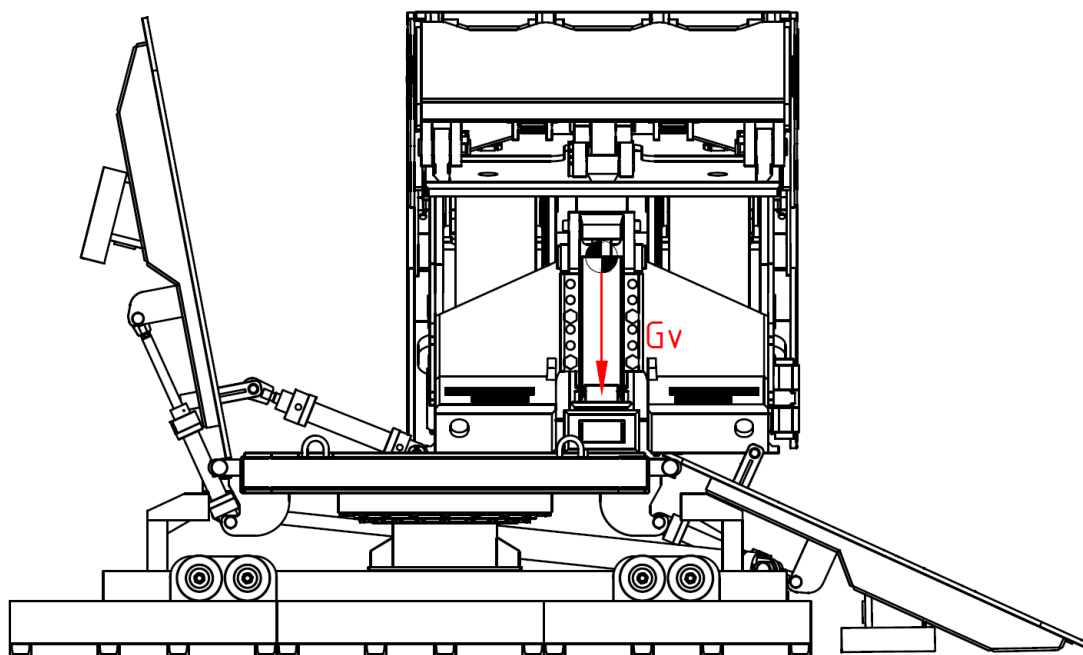
$$F_{rd} = 30\,463,96 \text{ N}$$

Díky výsledku v podpoře F_D , který vyšel kladný, mohu usoudit, že vozík nebude mít tendenci se převrhnout ani v té nejhorší možné pozici, tedy při sjíždění výztuže po boční desce.

Výpočet pantu boční desky

Boční deska, která slouží ke sjetí mechanizované výztuže z vozíku na počvu porubu je zajištěna dvěma standardizovanými čepy BS EN 22341 BB Ø 45 mm a délky 440 mm. Materiál čepu volím 34CrNiMo6, jehož mez kluzu $R_e = 800 \text{ MPa}$.

Při výpočtu tohoto čepu jsem vycházel z předpokladu zatížení čepu od mechanizované výztuže. Čep je samozřejmě neustále zatížen tíhou boční desky. Ta je ovšem v porovnání se zatížením od mechanizované výztuže zanedbatelná.

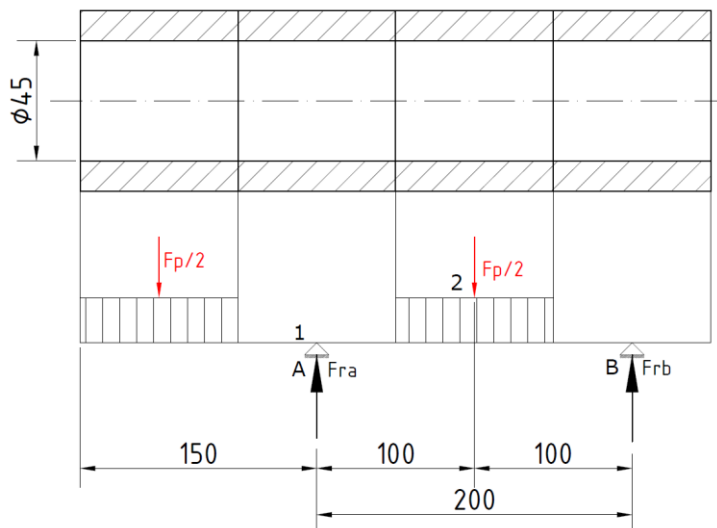


Obrázek 50 - Zatížení čepu od výztuže

Při přemísťování mechanizované výztuže na boční desku se v jistém okamžiku výztuž ocitne nad panty, které musí na krátký okamžik pohltit celou tíhu výztuže. Hmotnost výztuže je přibližně 18 t.

Kontrolní výpočet čepu

Všechny kontrolní výpočty provedu na jeden pant, a proto zatížení od výztuže musím přepočítat.



Obrázek 51 - Pant boční desky

Výpočet tíhy vozíku a jeho zatížení

$$G_V = m_v \cdot g \quad (4.34)$$

$$G_V = 18\,000 \cdot 9,81 = 176\,580 \text{ N}$$

$$F_{p1} = \frac{G_V}{2} \quad (4.35)$$

$$F_{p1} = \frac{176\,580}{2} = 88\,290 \text{ N}$$

Výpočet momentu k místu A

$$M_{oA} = 0 = \frac{F_{p1}}{2} \cdot \frac{0,15}{2} - \frac{F_{p1}}{2} \cdot 0,1 + F_{rb} \cdot 0,2 \quad (4.36)$$

$$F_{rb} = \frac{\frac{F_{p1}}{2} \cdot 0,1 - \frac{F_{p1}}{2} \cdot \frac{0,15}{2}}{0,2}$$

$$F_{rb} = 5\,518,125 \text{ N}$$

Rovnováha sil v ose y

$$\sum F_y = 0 = \frac{F_{p1}}{2} - F_{ra} + \frac{F_{p1}}{2} - F_{rb} \quad (4.37)$$

$$F_{ra} = \frac{F_{p1}}{2} + \frac{F_{p1}}{2} - F_{rb}$$

$$F_{ra} = 82\,771,875\,N$$

Kritické místo č. 1

$$M_{02} = \frac{F_{p1}}{2} \cdot \frac{0,15}{2} \quad (4.41)$$

$$M_{02} = \frac{88\,290}{2} \cdot \frac{0,15}{2} = 3\,310,875\,Nm$$

Výpočet napětí v ohybu

$$\sigma_{02} = \frac{M_{02}}{\frac{\pi \cdot d^3}{4}} \quad (4.42)$$

$$\sigma_{02} = \frac{3\,310,875}{\frac{\pi \cdot 45^3}{4}} = 370\,MPa$$

Výpočet napětí ve střihu

$$\tau_{SP2} = \frac{\frac{F_{p1}}{2}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \quad (4.43)$$

$$\tau_{SP2} = \frac{\frac{88\,290}{2}}{\frac{\pi \cdot 45^2}{4}} = 27,75\,MPa$$

Výpočet redukovaného napětí

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{01}^2 + 3 \cdot \tau_{s1}^2} \quad (4.44)$$

$$\sigma_{red1} = \sqrt{370^2 + 3 \cdot 27,75^2} = 373,2\,MPa$$

Součinitel bezpečnosti

$$k = \frac{800}{373,2} = 2,1 \geq 1,8 \quad (4.45)$$

$k = 2,1 \rightarrow$ součást vyhovuje

Kritické místo č. 2

$$M_{01} = F_{rbP} \cdot 0,1 - \left(\frac{F_{P1}}{4} \cdot \frac{0,1}{4} \right) \quad (4.38)$$

$$M_{01} = 5\,518,125 \cdot 0,1 - \left(\frac{44\,145}{4} \cdot \frac{0,1}{4} \right) = 0 \, Nm$$

Výpočet napětí ve střihu

$$\tau_{SP1} = \frac{\frac{F_{P1}}{2}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \quad (4.39)$$

$$\tau_{SP1} = \frac{\frac{88\,290}{2}}{\frac{\pi \cdot 45^2}{4}} = 27,75 \, MPa$$

Součinitel bezpečnosti

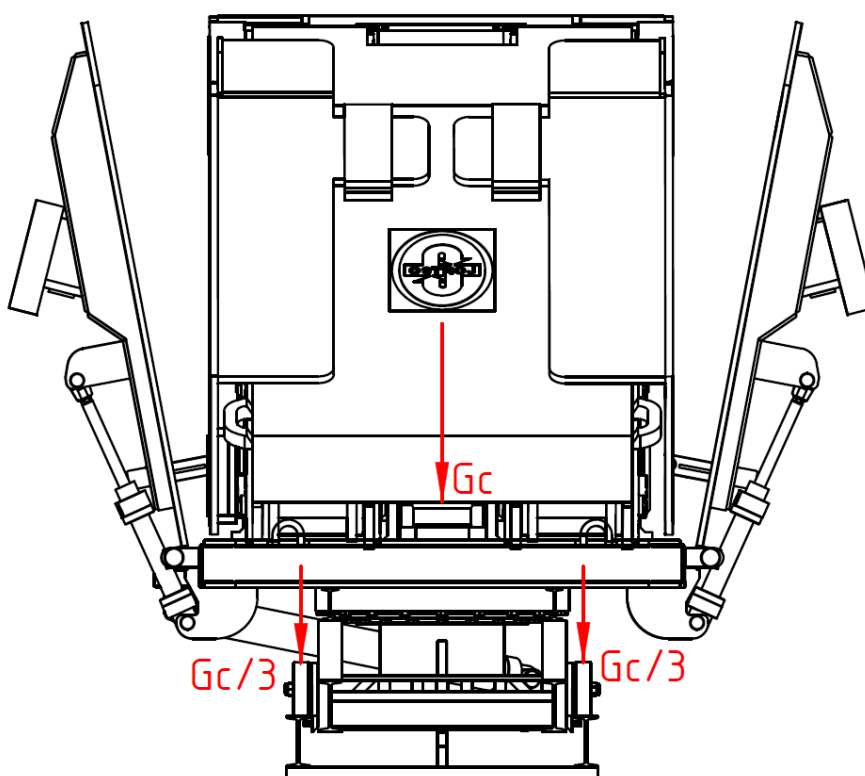
$$k = \frac{800}{27,75} = 28 \geq 1,8 \quad (4.40)$$

$k = 28 \rightarrow$ součást vyhovuje

Čep má dostatečnou bezpečnost a vyhovuje v obou kritických místech.

Kontrola nápravy a uložení

Vzhledem k důlnímu prostředí, ve kterém je podloží značně nerovné, vycházíme z předpokladu, že zatížení podvozku není souměrné. Budu proto uvažovat, že každá náprava je zatížena třetinou tíhy výztuže a vozíku. Beru v úvahu, že je náprava zatížena tíhou mechanizované výztuže, úložné desky a dvou bočních desek.



Obrázek 52 - Rozložení tíhy na nápravy

Výpočet celkové tíhy na jednu nápravu

$$G_C = G_V + G_{d1} + G_{d2} + G_1 \quad (4.46)$$

$$G_C = 176\,580 + 20\,934,54 + 2 \cdot 11\,673,9 = 220\,862,34 \text{ N}$$

$$G_{c\frac{1}{3}} = \frac{G_C}{3}$$

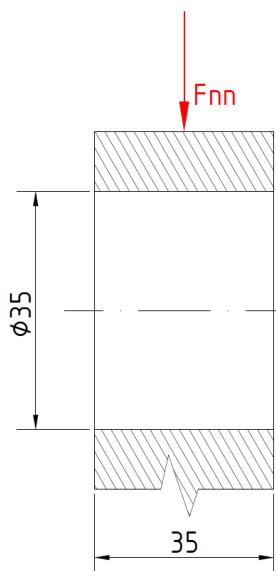
$$G_{c\frac{1}{3}} = \frac{220\,862,34}{3} = 73\,620,8 \text{ N}$$

Výpočet zatížení na jeden náboj kola

Každá náprava se skládá ze dvou kol, a proto kontrolní výpočet provedu pouze pro jeden náboj kola. Je proto nutné hodnotu zatížení na nápravu ještě přepočítat na hodnotu zatížení na jeden náboj. Materiál náboje kola volím S355J2.

$$F_{nn} = \frac{G \cdot \frac{1}{3}}{2} \quad (4.47)$$

$$F_{nn} = \frac{73\,620,8}{2} = 36\,810,4 \text{ N}$$



Obrázek 53 - Náboj kola se zatěžující silou

Výpočet maximálního momentu

$$M_{max1} = F_{nn} \cdot \frac{l}{2} \quad (4.48)$$

$$M_{max1} = 36\,810,4 \cdot \frac{35}{2} = 644\,181,825 \text{ Nmm}$$

Výpočet napětí v ohybu:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{max}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} \quad (4.49)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{644\,181,825}{\frac{\pi \cdot 35^3}{32}} = 153 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red1}} \geq k_{min} \quad (4.50)$$

$$k = \frac{315}{153} \geq 1,8$$

$k = 2 \rightarrow$ součást vyhovuje

Výpočet na otlačení

$$p = \frac{F}{d \cdot l} \quad (4.51)$$

$$p = \frac{36\,810,4}{35 \cdot 35} = 30 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red1}} \geq k_{min} \quad (4.52)$$

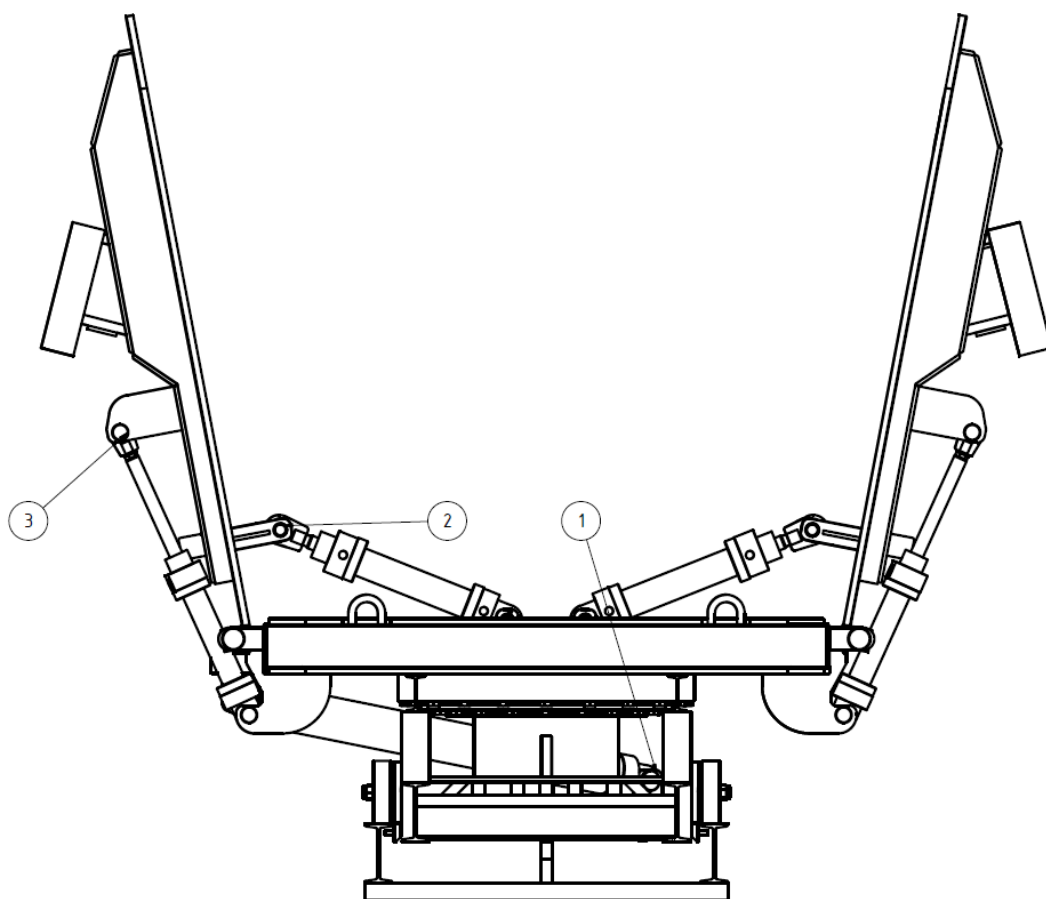
$$k = \frac{315}{30} \geq 1,8$$

$k = 10,5 \rightarrow$ součást vyhovuje

Kontrolní výpočty čepových spojů

Na celé sestavě přepravního vozíku se nachází celá řada čepových spojů. V následující části provedu kontrolní výpočty čepů, které jsou namáhány silami vyvozenými hydraulickými válci. Jedná se o poměrně velké přímočaré hydromotory, a proto i jejich vyvozená síla je značná.

Všechny hydraulické válce jsou na obou koncích zajištěny stejnými čepy. Proto jsem kontrolní výpočet provedl vždy pouze na jeden z nich. Na následujícím obrázku sestavy jsem vyznačil, o které čepy se konkrétně jedná.



Obrázek 54 - Sestava vozíku s vyznačenými čepy

Velikosti hydraulických válců a jejich rozměry

V celém hydraulickém systému je nastaven tlak na 25 MPa. Z tohoto údaje vycházím ve všech dalších výpočtech.

Hydraulický válec číslo 1

Vnější a vnitřní průměr válce: $\varnothing 115 \text{ mm} / \varnothing 100 \text{ mm}$

Průměr pístnice: $\varnothing 50 \text{ mm}$

Síla při vysouvání $F_{v1 \max} = 196\,349,5 \text{ N}$

Síla při zasouvání $F_{v1 \max} = 147\,262,2 \text{ N}$

Hydraulický válec číslo 2

Vnější a vnitřní průměr válce: $\varnothing 78 \text{ mm} / \varnothing 50 \text{ mm}$

Průměr pístnice: $\varnothing 36 \text{ mm}$

Síla při vysouvání $F_{v2 \max} = 49\,087,4 \text{ N}$

Síla při zasouvání $F_{v2 \max} = 23\,640,5 \text{ N}$

Hydraulický válec číslo 3

Vnější a vnitřní průměr válce: $\varnothing 62 \text{ mm} / \varnothing 50 \text{ mm}$

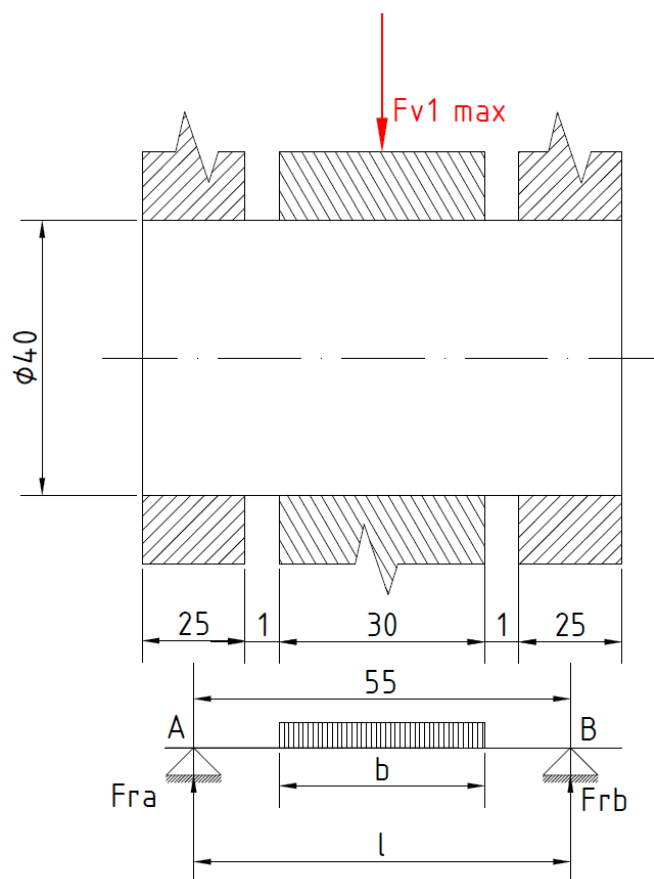
Průměr pístnice: $\varnothing 36 \text{ mm}$

Síla při vysouvání $F_{v3 \max} = 49\,087,4 \text{ N}$

Síla při zasouvání $F_{v3 \max} = 23\,640,5 \text{ N}$

Kontrolní výpočet čepu – místo č.1

Tento čep slouží k uchycení velkého hydraulického válce (který otáčí s celou horní stavbou vozíku). Spoj je zajištěn standardizovanou závlačkou ČSN EN ISO 1234 6,3x57. Samotný čep jsem zvolil ISO 2341 BB 40x100. Materiál čepu volím 34CrNiMo6, jehož mez kluzu je $R_e = 800 \text{ MPa}$. Vzhledem k silám, které je hydraulický válec schopen vyvodit, se jedná o velice namáhanou součást. Proto minimální součinitel bezpečnosti volím $k_{min} = 2$.



Obrázek 55 - Schéma čepového spojení č.1

Výpočet maximálního momentu

$$M_{omax1} = F_{ra \text{ č1}} \cdot \frac{l_1}{2} - \frac{F_{v1 \text{ max}}}{2} \cdot \frac{b_1}{4} \quad (4.53)$$

$$M_{omax1} = \frac{196\,349,5}{2} \cdot \left(\frac{57}{2} - \frac{30}{4} \right) = 2\,061\,669 \text{ Nmm}$$

Výpočet napětí v ohybu

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o\max}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} \quad (4.54)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{2\,061\,669}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 328,13 \text{ MPa}$$

Výpočet napětí ve střihu

$$\tau_{s1} = \frac{F_{V1\max}}{2 \cdot s_1} \rightarrow \tau_{s1} = \frac{F_{V1\max}}{\frac{2 \cdot \pi \cdot d_1^2}{4}} \quad (4.55)$$

$$\tau_{s1} = \frac{196\,349,5}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 40^2}{4}} = 78,12 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 3 \cdot \tau_{s1}^2} \quad (4.56)$$

$$\sigma_{red1} = \sqrt{328,13^2 + 3 \cdot 78,12^2} = 354,92 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti

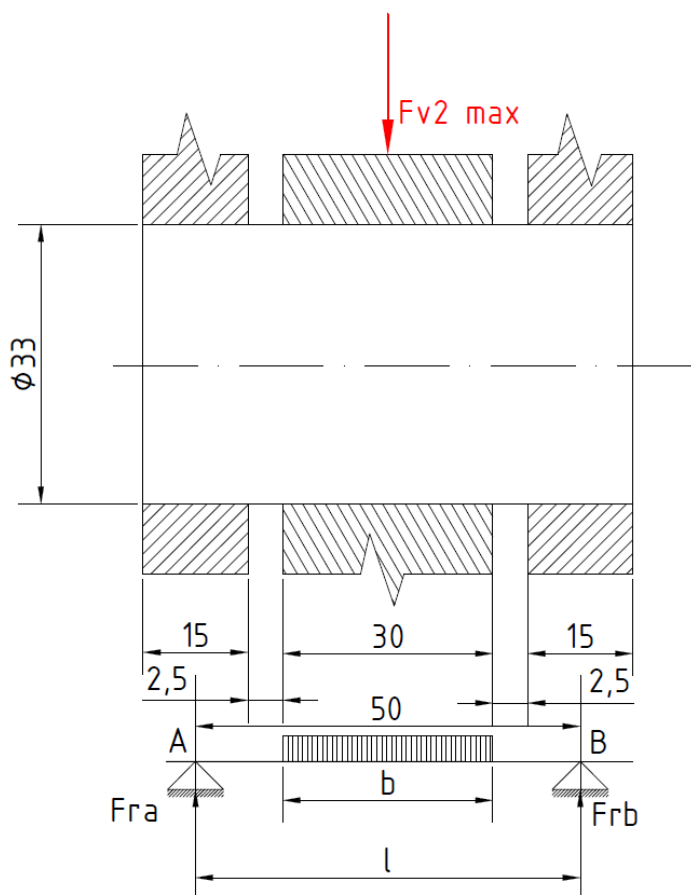
$$k = \frac{Re}{\sigma_{red1}} \leq k_{min} \quad (4.57)$$

$$k = \frac{800}{354,92} \leq 1,8$$

$k = 2,25 \rightarrow$ součást vyhovuje

Kontrolní výpočet čepu – místo č.2

Jedná se o kontrolní výpočet čepu, který zajišťuje spojení hydraulického válce s boční výklopnou deskou. V tomto konkrétním případě se jedná o hydraulický válec, který se nachází na vnější straně desky. Spoj je zajištěn standardizovanou závlačkou ČSN EN ISO 1234 6,3x48. Samotný čep jsem zvolil BS EN 22341 BB 33x80. Materiál čepu volím 34CrNiMo6, jehož mez kluzu $R_e = 800 \text{ MPa}$.



Obrázek 56 - Schéma čepového spojení č.2

Výpočet maximálního momentu

$$M_{omax1} = F_{ra \text{ č2}} \cdot \frac{l_1}{2} - \frac{F_{v2 \text{ max}}}{2} \cdot \frac{b_1}{4} \quad (4.58)$$

$$M_{omax1} = \frac{49\,087,4}{2} \cdot \left(\frac{50}{2} - \frac{30}{4} \right) = 429\,514,75 \text{ Nmm}$$

Výpočet napětí v ohybu

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{omax}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} \quad (4.59)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{429\,514,75}{\frac{\pi \cdot 33^3}{32}} = 121,74 \text{ MPa}$$

Výpočet napětí ve střihu

$$\tau_{s1} = \frac{F_{V2 \max}}{2 \cdot s_1} \rightarrow \tau_{s1} = \frac{F_{V2 \max}}{\frac{2 \cdot \pi \cdot d_1^2}{4}} \quad (4.60)$$

$$\tau_{s1} = \frac{49\,087,4}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 33^2}{4}} = 28,69 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 3 \cdot \tau_{s1}^2} \quad (4.61)$$

$$\sigma_{red1} = \sqrt{121,74^2 + 3 \cdot 28,69^2} = 131,49 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti

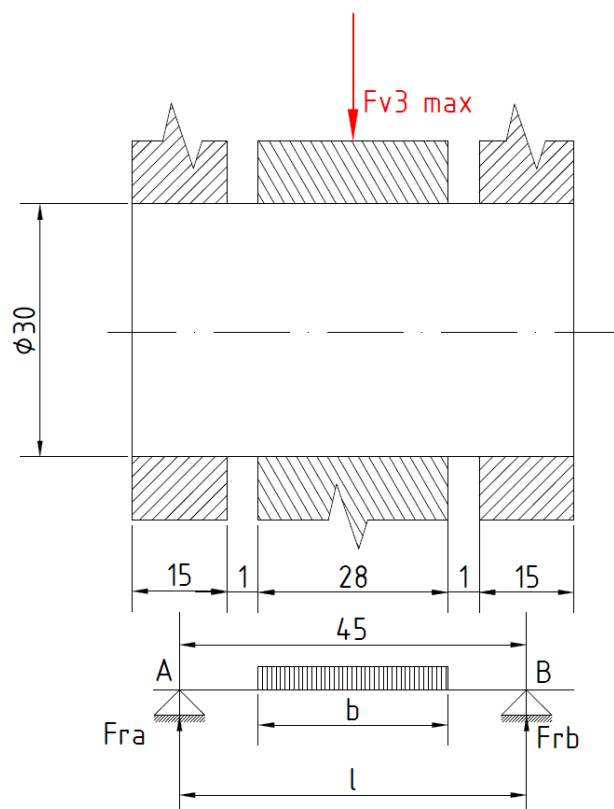
$$k = \frac{Re}{\sigma_{red1}} \leq k_{min} \quad (4.62)$$

$$k = \frac{800}{131,49} \leq 1,8$$

$k = 6 \rightarrow$ součást vyhovuje

Kontrolní výpočet čepu – místo č. 3

Jedná se o kontrolní výpočet čepu, který zajišťuje spojení hydraulického válce s boční výklopnou deskou. Tento hydraulický válec je umístěn pod výklopnou deskou a pomáhá jejímu vyklápění a sklápění. Spoj je zajištěn standardizovanou závlačkou ČSN EN ISO 1234 6,3x48. Samotný čep jsem zvolil BS EN 22341 BB 30x75. Materiál čepu volím 34CrNiMo6, jehož mez kluzu $R_e = 800 \text{ MPa}$.



Obrázek 57 - Schéma čepového spojení č.3

Výpočet maximálního momentu

$$M_{omax1} = F_{ra \text{ č3}} \cdot \frac{l_1}{2} - \frac{F_{v3 \text{ max}}}{2} \cdot \frac{b_1}{4} \quad (4.63)$$

$$M_{omax1} = \frac{49\,087,4}{2} \cdot \left(\frac{45}{2} - \frac{28}{4} \right) = 380\,427,35 \text{ Nmm}$$

Výpočet napětí v ohybu

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{omax}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} \quad (4.64)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{380\,427,35}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}} = 143,52 \text{ MPa}$$

Výpočet napětí ve střihu

$$\tau_{s1} = \frac{F_{V3\,max}}{2 \cdot s_1} \rightarrow \tau_{s1} = \frac{F_{V3\,max}}{\frac{2 \cdot \pi \cdot d_1^2}{4}} \quad (4.65)$$

$$\tau_{s1} = \frac{49\,087,4}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 30^2}{4}} = 34,72 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 3 \cdot \tau_{s1}^2} \quad (4.66)$$

$$\sigma_{red1} = \sqrt{143,52^2 + 3 \cdot 34,72^2} = 155,6 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red1}} \leq k_{min} \quad (4.67)$$

$$k = \frac{800}{155,6} \leq 1,8$$

$k = 5,14 \rightarrow$ součást vyhovuje

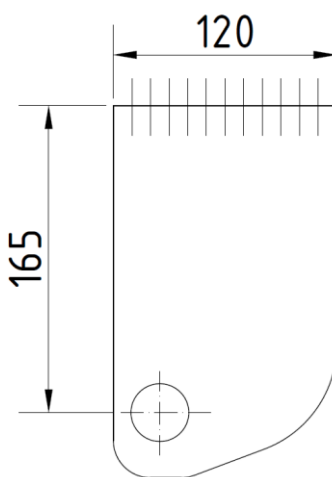
Kontrolní výpočet svarových spojů

Ke kontrole svarových spojů jsem se rozhodl u dvou nejvíce namáhaných svarových spojů. Těmi jsou držáky hydraulických válců.

Svarový spoj č. 1

Tento držák je přivařen ke spodní straně boční desky oboustranným koutovým svarem o šířce 8 mm. Pro uchycení hydraulického válce jsou použity dvě tyto stojiny. Ve výpočtech pracuji pouze s jedním držákem, a proto musím zatěžující sílu od válce přepočítat. Materiál volím S355J2 s mezí kluzu $R_e = 345 \text{ MPa}$.

Zatěžující síla působí pod úhlem 10° , a proto musím dopočítat její složky v obou směrech.



Obrázek 58 - Držák hydraulického válce

$$F_{V3 \max} = 49\,087 \text{ N} \quad (4.68)$$

$$F_{V3X \max} = F_{V3} \cdot \cos 10^\circ = 48\,341,26 \text{ N}$$

$$F_{V3Y \max} = F_{V3} \cdot \sin 10^\circ = 8\,523,8 \text{ N}$$

Výpočet maximálního momentu na jednu stojinu

$$M_{omax-sv} = \frac{F_{v3max}}{2} \cdot x \quad (4.69)$$

$$M_{omax-sv} = \frac{49\,087}{2} \cdot 165 = 4\,049\,677,5 \text{ Nmm}$$

Výpočet napětí v ohybu

$$\sigma_{o-sv} = \frac{M_{omax-sv}}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot b \cdot h^2} \quad (4.70)$$

$$\sigma_{o-sv} = \frac{4\,049\,677,5}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot 8 \cdot 120^2} = 105,46 \text{ MPa}$$

Výpočet napětí ve střihu

$$\tau_{s-sv} = \frac{F}{s_4} \rightarrow \tau_{s-sv} = \frac{\frac{F_{v3x\,max}}{2}}{2 \cdot b \cdot h} \quad (4.71)$$

$$\tau_{s-sv} = \frac{\frac{48\,341,26}{2}}{2 \cdot 8 \cdot 120} = 12,59 \text{ MPa}$$

Výpočet napětí v tahu

$$\sigma_{t-sv} = \frac{\frac{F_{v3y\,max}}{2}}{2 \cdot b \cdot h} \quad (4.72)$$

$$\sigma_{t-sv} = \frac{\frac{8\,523,8}{2}}{2 \cdot 8 \cdot 120} = 2,22 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí

$$\sigma_{red-sv} = \sqrt{(\sigma_{o-sv} + \sigma_{t-sv})^2 + 3 \cdot \tau_{s-sv}^2} \quad (4.73)$$

$$\sigma_{red-sv} = \sqrt{(105,46 + 2,22)^2 + 3 \cdot 12,59^2} = 109,87 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red-sv}} \leq k_{min} \quad (4.74)$$

$$k = \frac{345}{109,87} \leq 3,14$$

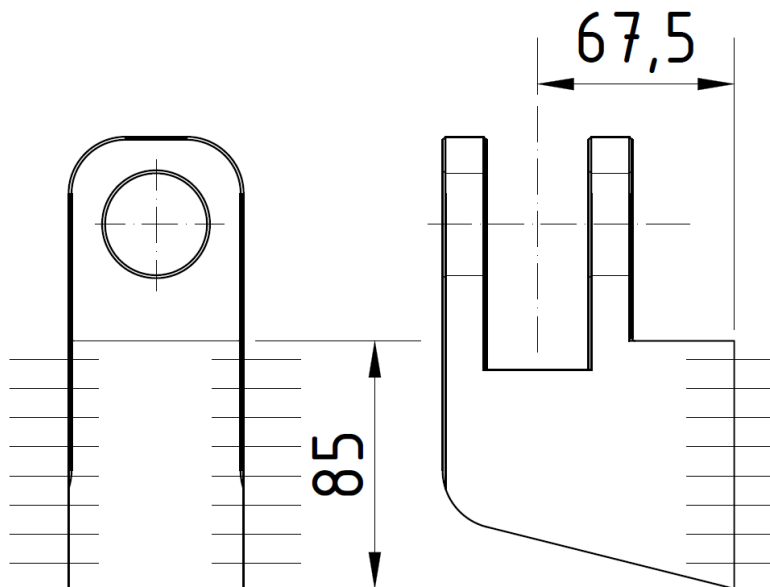
$k = 3,14 \rightarrow$ vyhovuje

Při svařování je potřeba, aby byla bezpečnost o něco vyšší, než je běžné.

Svarový spoj č. 2

Tento druhý držák je přivařen k boční straně nákladové desky. Je k němu připevněn hydraulický válec, který je vně boční desky a má také za úkol její pohyb. Je přichycen svarem o šířce 20 mm a materiál volím stejný jako u druhé stojiny, tedy S355J2 s mezí kluzu $R_e = 345 \text{ MPa}$.

Zatěžující síla působí pod úhlem 18,99°, a proto musím dopočítat její složky v obou směrech.



Obrázek 59 - Držák hydraulického válce

$$F_{V2 \max} = 49\,087 \text{ N} \quad (4.75)$$

$$F_{V2X \max} = F_V \cdot \cos 18,99^\circ = 46\,413 \text{ N}$$

$$F_{V2Y \max} = F_V \cdot \sin 18,99^\circ = 15\,981 \text{ N}$$

Výpočet napětí v ohybu ve směru Y

$$\sigma_{o-svY} = \frac{F_{V2Y \max} \cdot x}{2 \cdot \frac{t \cdot b^2}{6}} \quad (4.76)$$

$$\sigma_{o-svY} = \frac{46\,413 \cdot 67,5}{2 \cdot \frac{20 \cdot 85^2}{6}} = 65 \text{ MPa}$$

Výpočet napětí ve střihu ve směru Y

$$\tau_{s-svY} = \frac{F}{s_4} \rightarrow \tau_{s-sv} = \frac{F_{V2Y \max}}{2 \cdot t \cdot b} \quad (4.77)$$

$$\tau_{s-svY} = \frac{46\,413}{2 \cdot 20 \cdot 85} = 13,65 \text{ MPa}$$

Výpočet napětí v ohybu ve směru X

$$\sigma_{o-svX} = \frac{F_{V2X \max} \cdot x}{2 \cdot \frac{b \cdot t^2}{6}} \quad (4.78)$$

$$\sigma_{o-svX} = \frac{46\,413 \cdot 67,5}{2 \cdot \frac{85 \cdot 20^2}{6}} = 95 \text{ MPa}$$

Výpočet napětí ve střihu ve směru X

$$\tau_{s-svX} = \frac{F}{s_4} \rightarrow \tau_{s-sv} = \frac{F_{V2X \max}}{2 \cdot t \cdot b} \quad (4.79)$$

$$\tau_{s-svX} = \frac{15\,981}{2 \cdot 20 \cdot 85} = 4,7 \text{ MPa}$$

Součet napětí ve střihu

$$\tau_s = \sqrt{\tau_{s-svX}^2 + \tau_{s-svY}^2} \quad (4.80)$$

$$\tau_s = \sqrt{13,65^2 + 4,7^2} = 14,44 \text{ MPa}$$

Součet napětí v ohybu

$$\sigma_{o-sv} = \sqrt{\sigma_{o-svX}^2 + \sigma_{o-svY}^2} \quad (4.81)$$

$$\sigma_{o-sv} = \sqrt{65^2 + 95^2} = 115,1 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí

$$\sigma_{red-sv} = \sqrt{(\sigma_{o-sv})^2 + 3 \cdot \tau_{s-sv}^2} \quad (4.82)$$

$$\sigma_{red-sv} = \sqrt{(115,1^2 + 3 \cdot 14,44^2)} = 117,8 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red-sv}} \leq k_{min} \quad (4.83)$$

$$k = \frac{345}{117,8} \leq 3,14$$

$$k = 2,9 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Při svařování je potřeba, aby byla bezpečnost o něco vyšší, než je běžné.

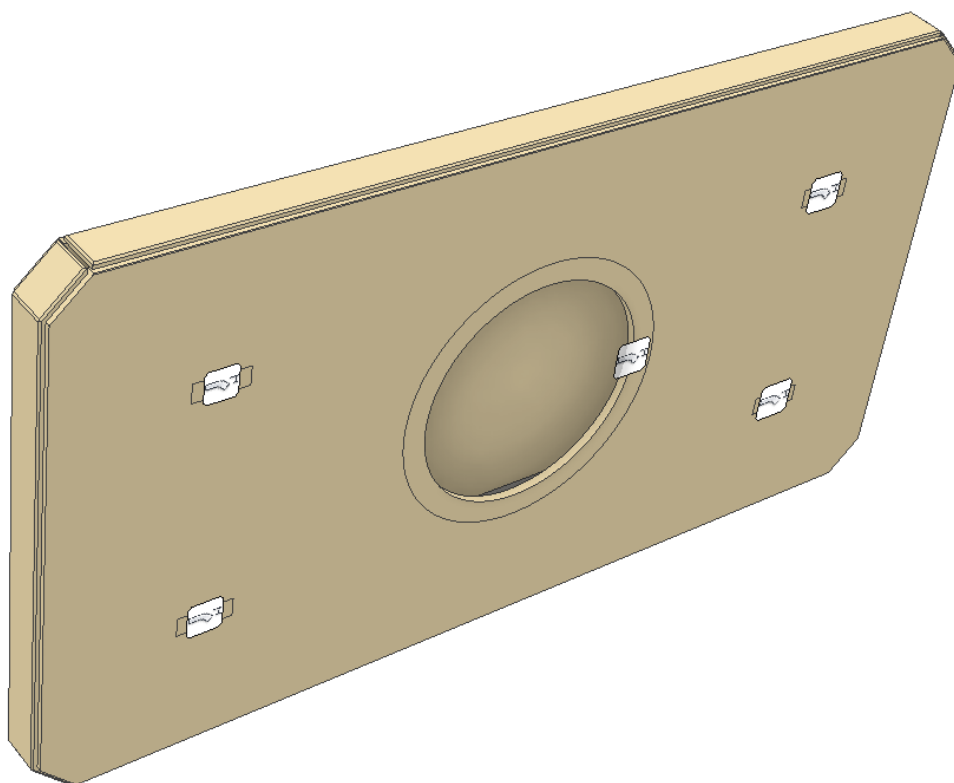
5 MKP analýzy namáhaných součástí

Metodu konečných prvků jsem se rozhodl použít pro složité prvky, u kterých by bylo použití klasických metod značně komplikované. Všechny analýzy byly provedeny v programu Autodesk Inventor 2017.

Pevnostní analýza úložné desky

U této analýzy jsem bral v potaz, že se úložná deska opře o čtyři pomocné podpěry. Proto jsem je v simulaci nastavil jako pevné vazby. Další pevnou vazbou je místo opření velkopřůměrového ložiska a úložné desky.

Všechny části úložné desky jsou ze stejného materiálu S355J2 s mezí kluzu $R_{emin} = 290 \text{ MPa}$. Dále jsem zvolil síť modelu. Použil jsem síť o průměrné velikosti prvku 0,3 a minimální velikosti prvku 0,2.



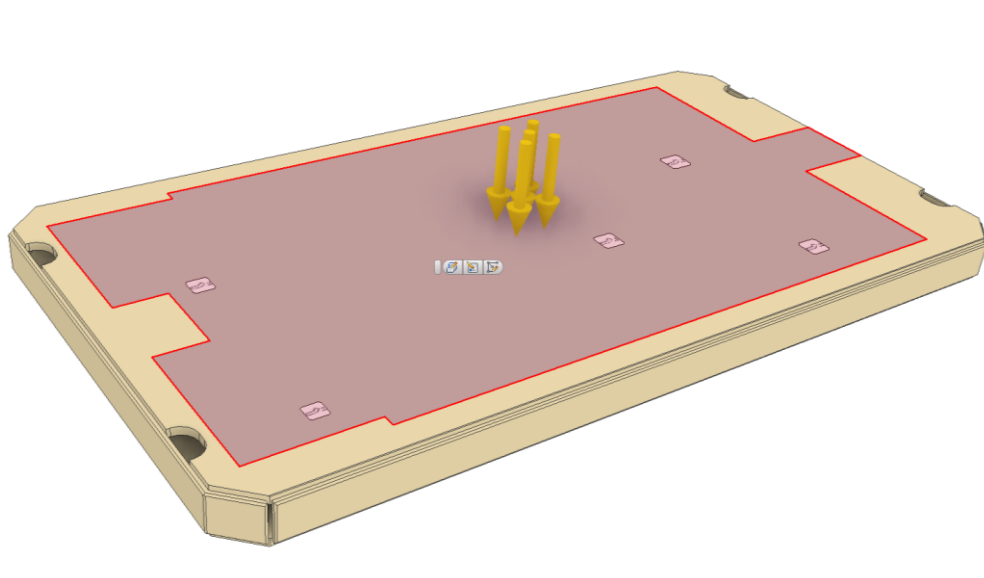
Obrázek 60 - Nastavení vazeb modelu

Mechanizovaná výztuž je umístěna a zajištěna na horní straně úložné desky. Na obr. 61 jde vidět přibližný tvar dosedací plochy výztuže. Přibližná tíha mechanizované výztuže je $G_V = 176\,580\text{ N}$. Přibližná dosedací plocha výztuže je $S_V = 3,126\text{ m}^2$. Z toho jsem poté vypočítal zatěžující tlak.

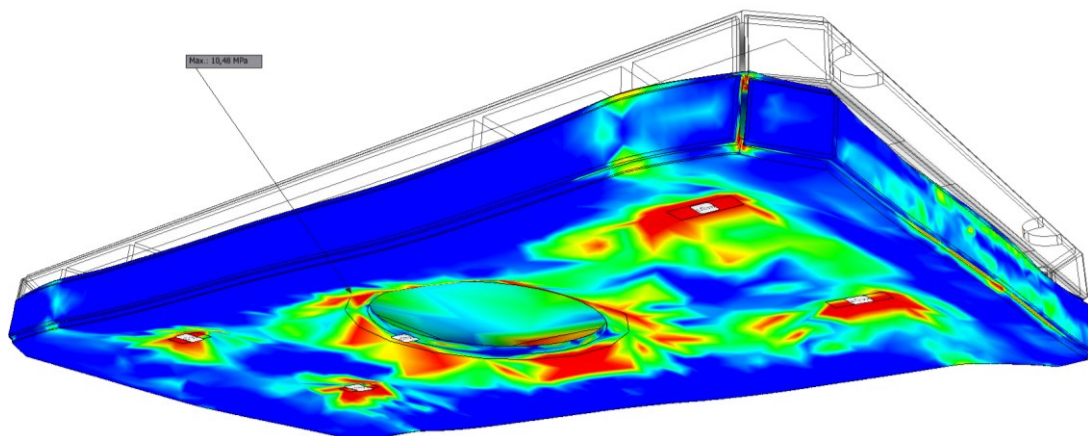
$$P_V = \frac{G_V}{S_V} \quad (5.84)$$

$$P_V = \frac{176\,580}{3,126} = 56\,487\text{ Pa}$$

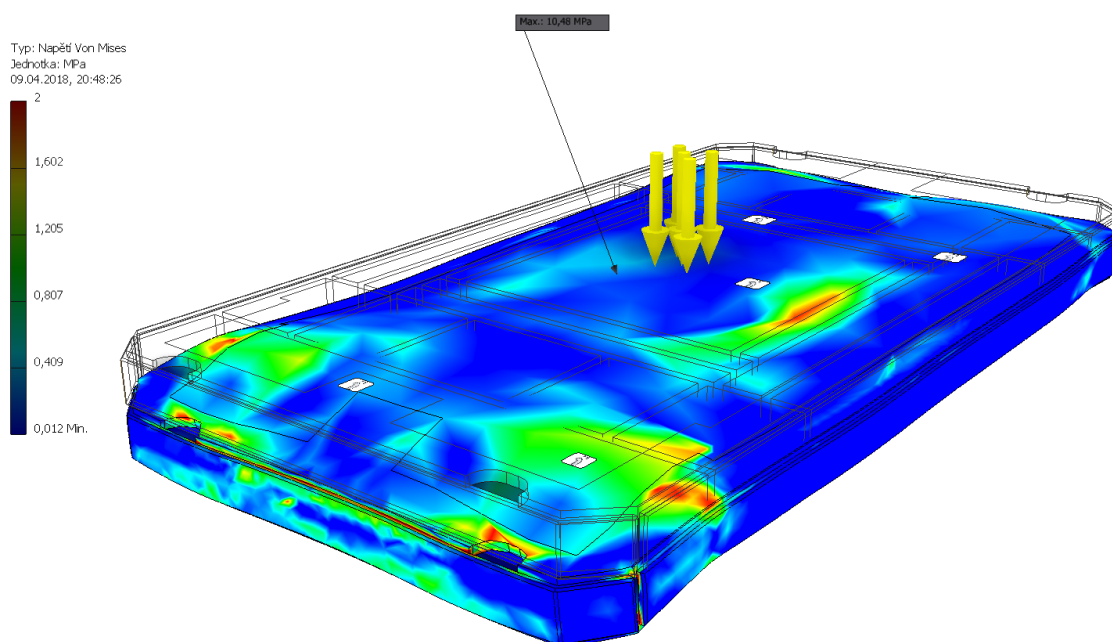
Zatěžující tlak na plochu tedy volím $0,057\text{ MPa}$. Dále pak ještě volím tíhu celé konstrukce do těžiště.



Obrázek 61 – Tvar dosedací plochy mechanizované výztuže



Obrázek 62 - Napětí Von Misses 1



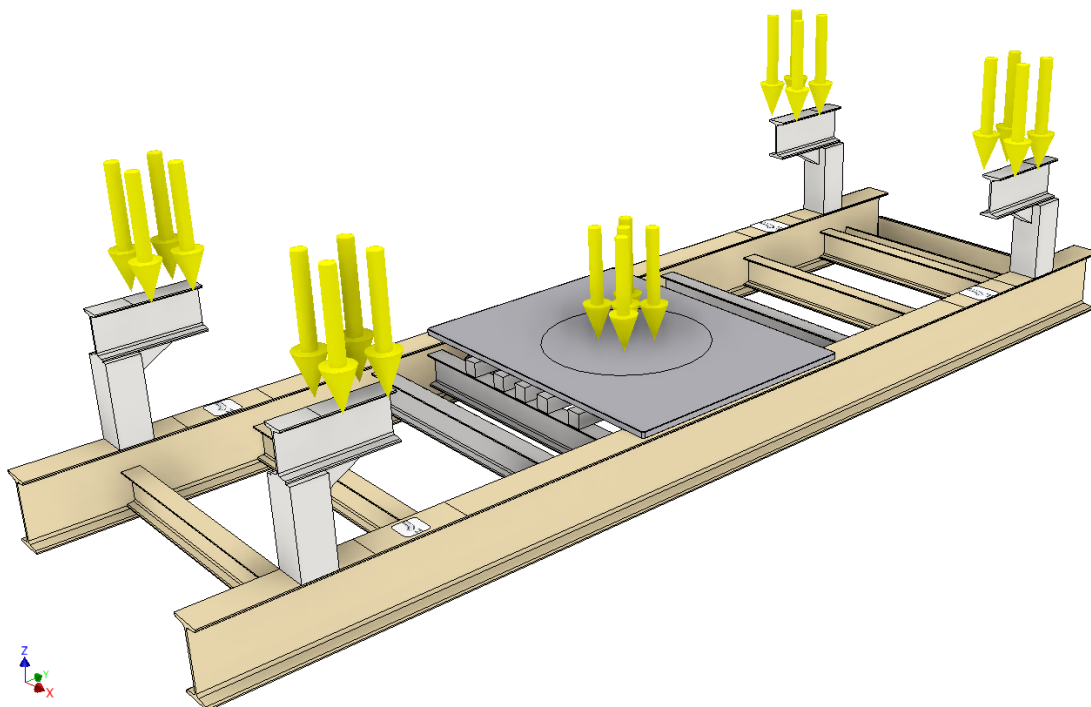
Obrázek 63 - Napětí Von Misses 2

Na obr. 62 a obr. 63 jde vidět průběh zatížení na konstrukci úložné desky. Maximální zatížení je v místě uložení velkopřůměrového ložiska a činí 10,5 MPa. Daná sestava tudíž naprosto bezpečně vyhovuje daným zatížením v nejhorším místě s bezpečností $k = 15$.

Pevnostní analýza spodního rámu

Kromě úložné desky je další silně namáhanou součástí spodní rám. S úložnou deskou je spojen právě zmiňovaným velkopřůměrovým ložiskem a částečně i pomocnými podpěrami.

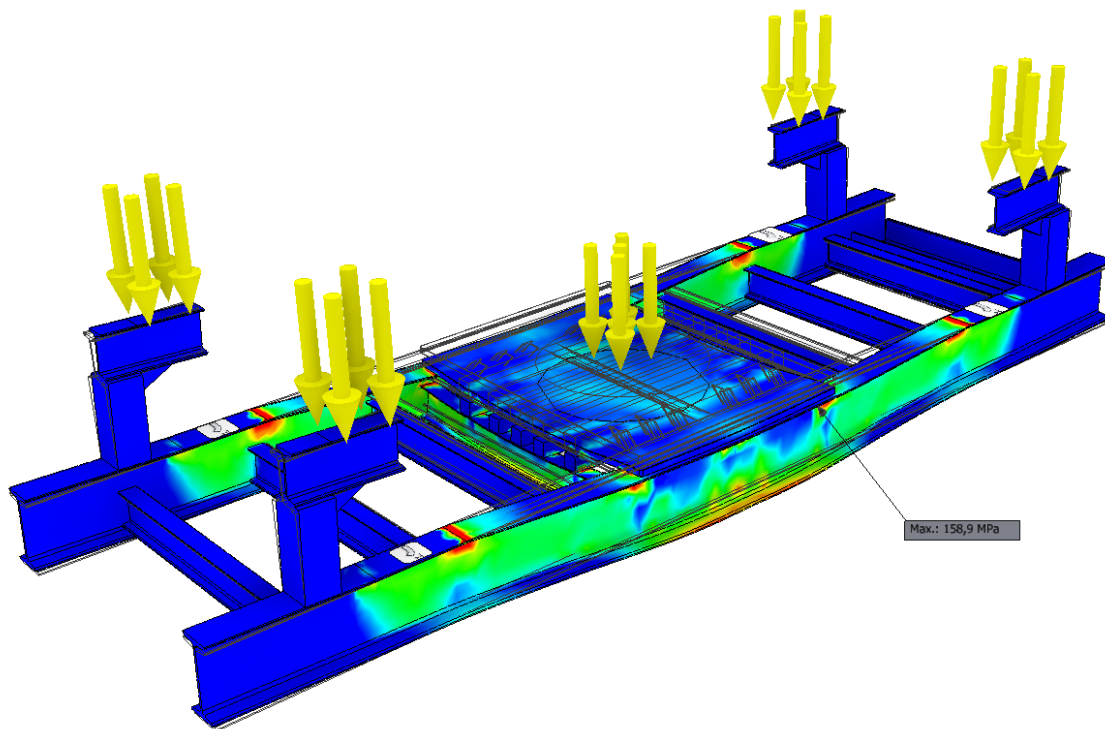
V tomto případě jsem opět volil pevné vazby. A to čtyři pevné vazby na horní straně „I profilů“ v místě, kde jsou umístěny rámy náprav s koly. Zatížení jsem volil stejné jako u předchozí analýzy. Tíhu mechanizované výztuže a úložné desky jsem přepočítal na tlak dle rozměrů ploch, na které tlak působí. Samozřejmě jsem danou konstrukci také zatížil její samotnou tíhou.



Obrázek 64 - Spodní rám schéma zatížení

Pro danou simulaci jsem použil síť o průměrné velikosti prvku 0,4 a minimální velikosti prvku 0,2.

Materiál spodního rámu jsem opět volil stejný, a to S355J2 s mezí kluzu $R_{emin} = 290 \text{ MPa}$. Na obr. 65 jde vidět průběh zatížení a zároveň nejhorší bodové zatížení. Jedná se o místo v „I profilu“ u velkopřůměrového ložiska. Zatížení v tomto místě je $158,9 \text{ MPa}$. Z toho je jasně patrné že konstrukce vyhovuje, protože v místě největšího zatížení činí bezpečnost $k = 1,82$.



Obrázek 65 - Průběh zatížení spodního rámu

6 Závěr

V této diplomové práci jsem řešil konstrukční návrh transportního zařízení pro mechanizovanou výztuž středních mocností. V úvodu práce jsem provedl celkový popis dobývacího komplexu, mechanizované výztuže a způsobu jejich přepravy. Po upřesnění základních požadavků, které mi zadala firma Ostroj a.s., jsem přešel k vytvoření konstrukčního řešení. Diplomová práce obsahuje variantní řešení a také vhodné finální řešení, ke kterému jsem po konzultacích se zadavatelem dospěl. Součástí práce je výpočtová část nejdůležitějších a nejvíce namáhaných částí a také MKP pevnostní analýza. V přílohách je pak obsažena výkresová dokumentace sestavy a také výrobní výkresy jednotlivých prvků transportního zařízení.

Při řešení jsem se snažil o maximální možnou optimalizaci a měl jsem několik možných variant řešení. Nakonec jsem se tedy rozhodl pro variantu, která je nejvýhodnější jak z hlediska konstrukčního, tak také z hlediska ekonomického. Veškeré moje návrhy a nápady jsem konzultoval s odborníky z Ostroje a.s. Vzhledem ke komplexnosti a velikosti dané konstrukce by pro výrobu bylo nutné model ještě více optimalizovat, aby při provozu nedošlo k žádným závadám.

Diplomová práce prezentuje znalosti nabyté v rámci projektu Institut čistých technologií těžby a užití energetických surovin – Projekt udržitelnosti. Identifikační kód: LO1406. Projekt je podporován Národním programem udržitelnosti financovaném ze státního rozpočtu ČR.

Seznam použité literatury:

- [1] GONDEK, H. - ŠEVČÍK, A. *Těžební a zpracovatelské stroje I*. 1.vydání, Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2006. 128 s. ISBN 80-248-1040-9
- [2] GONDEK, H. - ŠTROFFEK, E. *Zařízení pro zajišťování porubů*. 1. vydání, Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 1985. 193 s.
- [3] PAVLIŠKA, Jiří a Leopold HRABOVSKÝ. *Dopravní a manipulační zařízení IV*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0537-5.
- [4] JEŘÁBEK, Karel, František HELEBRANT, Josef JURMAN a Věra VOŠTOVÁ. *Stroje pro zemní práce; Silniční stroje*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 1995. ISBN 80-7078-389-3.
- [5] PLÁŠEK, Otto. *Železniční Konstrukce I: Interakce vozidla a kolejové jízdní dráhy*. Vysoké učení technické v Brně: Fakulta Stavební. Brno, 2007.
- [6] BORTEL, Lukáš. *Návrh překlizu technologických zařízení z porubu 140 706 do porubu 140 708 přímým způsobem na Důlním závodě 1, lokalitě Lazy* [online]. Ostrava, 2016 [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/115295>. Bakalářská práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.
- [7] SAMIEC, Martin. *Překliz technologie porubu č. 239 502 do porubu č. 240 500* [online]. Ostrava, 2015 [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/108207>. Bakalářská práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.
- [8] GRABOVSKÝ, Ladislav. *Překliz mechanizované výztuže DBT 2800/6000 na Dole Karviná, závod Lazy* [online]. Ostrava, 2011 [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/86553>. Bakalářská práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.
- [9] BARAŇÁK, Jiří. *Návrh mobilní hydraulické ruky pro hlubinné doly*. Ostrava, 2007. Diplomová práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.
- [10] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 9788073610517.
- [11] *Komatsu mining corp.: Joy Smart* [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=VsWK6PB5Olc>
- [12] *Berker-Warkop: Mining system* [online]. [cit. 2018-01-18]. Dostupné z: <http://www.becker-mining.com.pl/indexen.html>
- [13] *Berker-Warkop: Mining system* [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=RBLPkNHGho4>
- [14] *Těžba a využití černého uhlí* [online]. [cit. 2018-01-18]. Dostupné z: <http://tezba-a-vyuziti-cerneho-uhli.webnode.cz/hornictvi/dobyci-metody/stenovani/>

- [15] *Ferrit: Global mining solutions* [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <http://ferrit.cz/o-spolecnosti/>
- [16] *Ferrit: Global mining solutions* [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <http://ferrit.cz/produkty/pozemni-kolejova-doprava/ozubnicove-systemy/dlz110f-nzd>
- [17] *Ferrit: Global mining solutions* [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <http://ferrit.cz/produkty/pozemni-kolejova-doprava/pozemni-ozubnicova-draha/nzd600-900>
- [18] *Ferrit: Global mining solutions* [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <http://ferrit.cz/produkty/zavesna-doprava/lokomotivy-dieselove/dlz110f-ii>
- [19] *Ostroj* [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <http://www.ostroj.cz/dulni-stroje>
- [20] *Ostroj: Mechanizované výztuže* [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <http://www.ostroj.cz/mechanizovane-vyztuze>
- [21] *Scharf: Solutions for mining transport* [online]. [cit. 2018-01-18]. Dostupné z: <https://smtscharf.com/deutsch/smt-scharf-gruppe/index.html>
- [22] *Remedy: Mining Group* [online]. [cit. 2018-01-18]. Dostupné z: <http://www.remedymining.com.au/index.aspx>
- [23] *ThyssenKrupp: Rothe Edge* [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: https://www.thyssenkrupp-rotheerde.com/gb/produkte_gwl.shtm
- [24] *Hornická skripta: Závěsné drážky* [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <http://podzemi.solvayovylomy.cz/prirucka/technika/alweg.htm>
- [25] *Strojferr* [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <http://www.strojferr.cz/zavesna-draha>
- [26] *911metallurgist: Longwall mining* [online]. [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: <https://www.911metallurgist.com/longwall-mining/>

Seznam obrázků

Obrázek 1 - Způsob těžby stěnováním [14].....	12
Obrázek 2 - Dobývací komplex [20]	13
Obrázek 3 - Sekce mechanizovaných výztuží [20].....	14
Obrázek 4 - Odplenění výztuže [11].....	15
Obrázek 5 - Následný řízený zával za výztuží [11]	15
Obrázek 6 - Části mechanizované výztuže Ostroje Opava.....	16
Obrázek 7 - Porovnání jednotlivých typů výztuží [20].....	18
Obrázek 8 - Diesel-hydraulická lokomotiva [18]	19
Obrázek 9 - Doprava části mechanizované výztuže po ozubnicové dráze [13]	20
Obrázek 10 - Přímá doprava mechanizované výztuže [6]	21
Obrázek 11 - Hydraulické přepravní zařízení typu TDS 20 DUO [7].....	22
Obrázek 12 - Ozubnicová dráha [17].....	23
Obrázek 13 - Doprava mechanizované výztuže pozemní dráhou [17]	24
Obrázek 14 - Zabezpečení mechanizované výztuže na vozíku [12].....	25
Obrázek 15 - 1. řešení konstrukce; a) podpěry	27
Obrázek 16 - 1. řešení konstrukce ve sklopeném stavu	28
Obrázek 17 - 1. řešení konstrukce boční pohled.....	28
Obrázek 18 - Konstrukce boční desky	29
Obrázek 19 - 2. řešení konstrukce transportního zařízení	30
Obrázek 20 - 2. řešení konstrukce transportního zařízení – boční pohled.....	31
Obrázek 21 - Boční výklopná deska	31
Obrázek 22 - Sestava vozíku s výztuží	33
Obrázek 23 - Proces skládání výztuže z vozíku	34
Obrázek 24 - Sestava úložné desky	35
Obrázek 25 - Úložná deska vozíku s odkrytou horní deskou	36
Obrázek 26 - Velkopřůměrové ložisko se základovým rámem	37
Obrázek 27 - Uložení a zajištění pístnice přímočarého motoru.....	38
Obrázek 28 - Uložení a zajištění přímočarého motoru; Vnější hydraulický válec	39
Obrázek 29 - Uložení a zajištění přímočarého motoru; spodní hydraulický válec.....	40
Obrázek 30 - Sestava spodního rámu	41
Obrázek 31 - Sestava spodního rámu – spodní pohled.....	41
Obrázek 32 - Náprava s koly přední pohled	42
Obrázek 33 - Náprava s koly zadní pohled.....	42

Obrázek 34 - Sestava boční desky bez horní tabule	43
Obrázek 35 - Sestava boční desky	44
Obrázek 36 - Detail zajištění desky pomocí háku s řetězem	45
Obrázek 37 - Průjezd vozíku zatačkou	46
Obrázek 38 - Mechanizovaná výztuž na šikmé ploše	47
Obrázek 39 - Schéma vzdáleností těžišť od velkopřůměrového ložiska	49
Obrázek 40 - Určení potřebného momentu k natočení nákladové desky	50
Obrázek 41 - Určení potřebného momentu k natočení nákladové desky	52
Obrázek 42 - Síla od válce působící na ramenu.....	54
Obrázek 43 - Úhel uložení hydraulického válce.....	54
Obrázek 44 - Nor. složka síly vyvozená třením mezi podpěrou a úložnou deskou.....	56
Obrázek 45 - Boční deska s hydraulickými válci	57
Obrázek 46 - Stabilita vozíku při sjíždění	59
Obrázek 47 - Rozložení zatížení boční desky 1	60
Obrázek 48 - Rozložení zatížení boční desky 2.....	61
Obrázek 49 - Stabilita celého vozíku	62
Obrázek 50 - Zatížení čepu od výztuže	64
Obrázek 51 - Pant boční desky	65
Obrázek 52 - Rozložení tíhy na nápravy	68
Obrázek 53 - Náboj kola se zatěžující silou	69
Obrázek 54 - Sestava vozíku s vyznačenými čepy	71
Obrázek 55 - Schéma čepového spojení č.1	73
Obrázek 56 - Schéma čepového spojení č.2	75
Obrázek 57 - Schéma čepového spojení č.3	77
Obrázek 58 - Držák hydraulického válce	79
Obrázek 59 - Držák hydraulického válce	81
Obrázek 60 - Nastavení vazeb modelu	84
Obrázek 61 - Tvar dosedací plochy mechanizované výztuže	85
Obrázek 62 - Napětí Von Misses 1	86
Obrázek 63 - Napětí Von Misses 2	86
Obrázek 64 - Spodní rám schéma zatížení.....	87
Obrázek 65 - Průběh zatížení spodního rámu	88

Seznam příloh

Výkresová dokumentace:

- [1] Boční kryt hydraulického válce – výrobní výkres, formát A3
- [2] Boční výztuže – výrobní výkres, formát A4
- [3] Čep pantů – výrobní výkres, formát A4
- [4] Deska pro připojení otoče – výrobní výkres, formát A3
- [5] Deska pro uložení - výrobní výkres, formát A4
- [6] Držák malých válců - výrobní výkres, formát A3
- [7] Držák válce – vnější 2 - výrobní výkres, formát A4
- [8] Držák vnějšího válce – podsestava svařence, formát A2
- [9] Držák vnitřního válce - výrobní výkres, formát A4
- [10] Háček - podsestava svařence, formát A4
- [11] „Profil I“ pro podpěru - výrobní výkres, formát A4
- [12] Konstrukce podvozku - podsestava svařence, formát A3
- [13] Kryt nákladové části – podsestava svařence, formát A3
- [14] Náboj kola – výrobní výkres, formát A4
- [15] Nákladová část (spodní část) – výrobní výkres, formát A3
- [16] Nákladová část (vrchní část) – výrobní výkres, formát A3
- [17] Pant 1 – výrobní výkres, formát A3
- [18] Pant 2 – výrobní výkres, formát A3
- [19] Plech s dírami pro uložení – výrobní výkres, formát A3
- [20] Podložka – výrobní výkres, formát A4
- [21] Podpěra sestava - podsestava svařence, formát A3
- [22] Podvozek s koly - podsestava svařence, formát A2
- [23] Pomocná dosedací konstrukce – podsestava svařence, formát A3
- [24] Profil pro kotvení ložiska – podsestava svařence, formát A3
- [25] Profil T (kratší) – výrobní výkres, formát A4
- [26] Profil T (delší) – výrobní výkres, formát A4
- [27] Sestava konstrukce – podsestava svařence, formát A0
- [28] Sestava ložiska – Svařenec – podsestava svařence, formát A3
- [29] Sestava vrchní desky – podsestava svařence, formát A1
- [30] Spodní rám – podsestava sestavného výkresu, formát A1
- [31] Spodní rám – podsestava svařence, formát A1

- [32] T – profil 30x200 - výrobní výkres, formát A4
- [33] Uchopení velkého válce (menší) – výrobní výkres, formát A4
- [34] Uchopení velkého válce (větší) – výrobní výkres, formát A4
- [35] Uložení velkého válce – výrobní výkres, formát A4
- [36] Upevnění pro šrouby na víku - výrobní výkres, formát A4
- [37] Vrchní deska – výrobní výkres, formát A3
- [38] Výklopná deska – podsestava sestavného výkresu, formát A1
- [39] Výztuha pro nápravu – výrobní výkres, formát A4
- [40] Výztuha pro podpěru – výrobní výkres, formát A4
- [41] Základová deska – výrobní výkres, formát A4
- [42] Zakrytování táhla hydraulického válce – výrobní výkres, formát A4

Elektronická příloha CD obsahuje:

- Model sestavy v univerzálním formátu .stp
- Výkresovou dokumentaci ve formátu .pdf
- Diplomovou práci ve formátu .pdf